

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

Pablo Sebastián Zanón

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE
DETECÇÃO DE FALHAS EM VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Victor Juliano De Negri.

Florianópolis
2014.

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária
da UFSC.

Zanón, Pablo Sebastián

Modelagem e simulação de um sistema de detecção de falhas
em válvulas distribuidoras / Pablo Sebastián Zanón ;
orientador, Victor Juliano De Negri - Florianópolis, SC,
2014.

188 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Sistemas hidráulicos. 3.
Válvulas. 4. Hidrelétricas. 5. Detecção de falhas. I. De
Negri, Victor Juliano . II. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
III. Título.

Pablo Sebastián Zanón

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE
DETECÇÃO DE FALHAS EM VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 07 de Março de 2014.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Júnior, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. - Orientador
EMC / Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
EMC / Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Amir Antônio Martins Oliveira Jr., Ph.D.
EMC / Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Eduardo Yuji Sakurada, Dr. Eng.
Instituto Federal de Santa Catarina

A toda minha família, em especial a meus sobrinhos, sobrinha e os que não de vir.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar a Deus, pois foi de Ele que Tudo recebi. Por me ensinar a cada passo que dou, pelo seu infinito Amor, pela sua Presença, Ação e Sustentação nos momentos mais difíceis.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

A CAPES pelo apoio econômico.

Ao professor orientador Victor, pela paciência e conselhos.

À REIVAX S/A Automação e Controle pela colaboração com o fornecimento de dados para este trabalho.

Aos novos amigos Florianopolitanos.

A toda minha família, em especial a meus pais Juan e Elba, pelo apoio incondicional. A meus irmãos Silvia e Esteban. A meus sobrinhos Elías, Valentín, Mateo e a Carolina pelas alegrias, carinhos e sorrisos. A meus avos (in memoriam). A o Diego, Karina e muitos outros mais.

A todos os colegas do Laship.

*O saber se aprende com os mestres; a sabedoria
só com o corriqueiro da vida.*

(Cora Coralina)

RESUMO

As operações de diferentes processos técnicos, muitos deles complexos e com um elevado grau de automatização, precisam ser confiáveis e seguras. O contínuo e progressivo avanço tecnológico permitiu dar ferramentas para desenvolver sistemas de supervisão, que permitam monitorar os processos e gerenciar a manutenção preditiva, com detecção e diagnóstico de falhas. Na área da geração de energia elétrica isto fica mais que evidenciado. Ter disponibilidade de energia em qualidade e quantidade é um assunto vital. A matriz de geração elétrica no Brasil está constituída basicamente por usinas hidrelétricas. Um componente importante que participa nesta ação de geração é a válvula distribuidora. Ela tem a função de agir no sistema de regulação de velocidade da turbina hidráulica. O presente trabalho tem o intuito de aportar uma ferramenta e conhecimento, que possa ajudar a antecipar problemas futuros, mediante um sistema de detecção de falhas nas válvulas distribuidoras. Para isto é realizada uma modelagem da válvula utilizando parâmetros geométricos, e parâmetros descritivos do escoamento, os quais permitem analisar o comportamento interno e calcular as forças atuantes no carretel da válvula. É realizada uma construção dupla e em paralelo da modelagem, com o objetivo de representar e simular um sistema de detecção de falhas baseado no modo de “Parity Equation”, onde um dos modelos representa a válvula em boas condições, e o segundo, perante a modificação dos valores dos parâmetros, representa a válvula em uma situação de falha. Mediante a variação de parâmetros geométricos são representados fenômenos de desgastes internos, como o aumento da folga entre camisa e carretel, e o arredondamento de cantos, em especial os envolvidos nas aberturas e fechamentos dos orifícios principais da válvula. Problemas relacionados com anormalidades na força de acionamento do carretel, como a perda da equalização das pressões no ressalto do carretel são representados por variações de fatores dinâmicos. Gerando diferentes modificações dos valores dos parâmetros, são obtidas distintas pressões de pilotagem do carretel, as quais são os valores de saída dos modelos. Com isto é possível realizar comparações e avaliar a influência que tiveram estas modificações no afastamento do comportamento característico ideal, da condição de válvula saudável.

Palavras-chave: Hidrelétricas, Válvulas distribuidoras, Válvulas de controle hidráulicas, Manutenção preditiva, Detecção de falhas, Monitoramento.

MODELING AND SIMULATION OF A SYSTEM FOR FAULT DETECTION IN DISTRIBUTING VALVES

ABSTRACT

The operations of different technical processes, many of them complex and with a high degree of automation, need to be reliable and safe. The continuous and progressive technological advancement allowed providing tools for developing supervisory systems which enable monitoring the processes and manage predictive maintenance, with detection and diagnosis of faults. In the area of electricity generation that is more than evident. Having energy availability in quantity and quality is a vital subject. The array of power generation in Brazil is basically constituted by hydropower plants. A protagonist component that participates in this action of generation is the distributing valve. It has the function of acting in the speed regulation of hydraulic turbine system. The present work aims to contribute with a tool and knowledge that can help to anticipate future problems through a fault detection system in distributing valves. For this, a model of the valve using geometric parameters and descriptive parameters of the flow is developed, which allows to analyze the internal behavior and to calculate the forces acting on the valve spool. A double and parallel modeling of construction is done, with the aim of representing and simulating a fault detection system based on the mode of "Parity Equation", where one of the models is the valve in good condition, and the second, by changing the parameter values, represents the valve in a fault situation. The internal wear phenomena is represented by varying the geometric parameters, as being the increase of radial clearance between spool and sleeve, and rounding the angle of edges, in particular the involved edges that open and close the main valve orifices. Problems related to abnormalities in the operating force of the spool, as the lost equalization of pressures in the lands of the spool are represented by variations of dynamic factors. Generating different modifications of parameter values, different pilot pressures of the spool are obtained, which are the output values of the models. With this is possible to perform comparisons and to evaluate the influences that these changes had on the deviation from the ideal behavior characteristic of the healthy condition of the valve.

Keywords: Hydropower plants, Distributing valves, Hydraulic control valves, Predictive Maintenance, Fault Detection, Condition Monitoring.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Matriz de energia elétrica brasileira. (adaptado de ANEEL, 2014).....	35
Figura 2.1 – Desenho esquemático de uma usina hidrelétrica. (adaptado de TVA, 2013).....	40
Figura 2.2 – Esquema simplificado de um sistema hidrelétrico. (adaptado de AES Tietê, 2013).....	42
Figura 2.3 – Turbina hidráulica acoplada a gerador elétrico. (adaptado de USACE, 2013).....	43
Figura 2.4 – Distribuidor Fink. (adaptado de MATAIX, 1975).....	44
Figura 2.5 – Aletas direcionais ajustáveis do distribuidor Fink: a) posição de máxima abertura; b) posição de abertura intermediária correspondente ao ângulo α_0 (inclinação da aleta em relação à direção tangencial); c) fechamento total da área de passagem do fluido pelo distribuidor. (adaptado de MATAIX, 1975).....	45
Figura 2.6 – Distribuidor Fink: a) com anel de regulação externo; b) com anel de regulação interno. (adaptado de MATAIX, 1975).....	45
Figura 2.7 – Acionamento do Distribuidor Fink com dois servomotores de duplo efeito: (d ₀) diâmetro do anel formado pelas aletas direcionais do distribuidor. (adaptado de MATAIX, 1975).....	46
Figura 2.8 – Acionamento do Distribuidor Fink com um único servomotor e dois braços. (adaptado de MATAIX, 1975).....	47
Figura 2.9 – Esquema simplificado de um regulador eletro-hidráulico moderno.....	48
Figura 2.10 – Válvula distribuidora. (LASHIP, 2013).....	49
Figura 2.11 – Esquema simplificado dos componentes de um sistema hidráulico. (adaptado de GÖTZ, 1991).....	50
Figura 2.12 – Esquema interno de uma válvula direcional de quatro vias com carretel deslizante: (a) corpo e carretel, (b) corpo, camisa e carretel. (adaptado de FERRONATTO, 2011).....	51
Figura 2.13 – Esquema ilustrando a relação entre o carretel e o corpo da válvula, fr: folga radial; lp: largura do pórtico e lr: largura do ressalto do carretel. (adaptado de DE NEGRI, 2001).....	53
Figura 2.14 – Esquema detalhando o arredondamento dos cantos vivos tanto no pórtico do corpo ou camisa (r1) da válvula e no ressalto do carretel (r2).....	54
Figura 2.15 – Três tipos de configurações de centro de válvula: a) centro fechado ou supercrítico; b) centro crítico e c) centro aberto ou subcrítico. (adaptado de DO CARMO, 2003).....	55

Figura 2.16 – Três tipos de configurações de centro de válvula, considerando o ganho da vazão. (adaptado de LINSINGEN, 2013).....	56
Figura 2.17 – Curva ideal do ganho da pressão. (adaptado de MERRIT, 1967).....	57
Figura 2.18 – Vazamento interno da válvula para diferentes tipos de sobreposição. (adaptado de OHTAGURO, 2004).....	57
Figura 2.19 – Zona morta em uma válvula. (adaptado de FURST, 2001).....	58
Figura 2.20 – Processo influenciado por falhas: (a) em malha aberta e (b) em malha fechada. (adaptado de ISERMANN, 2006).....	59
Figura 2.21 – Comportamento de uma alteração de parâmetro $\Delta\theta$, e medições das entradas $U(t)$ e saídas $Y(t)$ frente a uma falha f : (a) em malha aberta e (b) em malha fechada. (ISERMANN, 2006).....	60
Figura 2.22 – Monitoramento e proteção automática de um processo. (adaptado de ISERMANN, 2006).....	61
Figura 2.23 – Limites estáticos e dinâmicos de um sinal monitorado. (adaptado de SOUZA, 2004).....	62
Figura 2.24 – Diferentes métodos de supervisão com gerenciamento de falha. (adaptado de ISERMANN, 2006).....	64
Figura 2.25 – Modelos de falhas, (a) abrupta; (b) incipiente e (c) intermitente. (adaptado de ISERMANN, 2006).....	65
Figura 2.26 – Esquema de um sistema de detecção de falha com redundância de componente. (adaptado de DING, 2008).....	67
Figura 2.27 – Esquema de um sistema de detecção e diagnóstico de falhas baseado no modelo, segundo o método de equações de paridade (Parity Equations). (adaptado de DING, 2008).....	68
Figura 2.28 – Três tipos básicos de obstrução por partícula sólida contaminante. (adaptado de FITCH, 1988).....	71
Figura 2.29 – Obstrução estática causada por um canto chanfrado. (adaptado de FITCH, 1988).....	71
Figura 2.30 – Obstrução dinâmica. (adaptado de FITCH, 1988).....	72
Figura 2.31 – Travamento hidráulico por obstrução dos entalhes dos ressalto do carretel. (Adaptado de EPT, 2013).....	73
Figura 3.1 – Representação das restrições ao escoamento em uma válvula de quatro vias com carretel deslizante. (adaptado de FERRONATTO, 2011).....	76
Figura 3.2 – Válvula distribuidora VD TN70. (REIVAX, 2013).....	77
Figura 3.3 – Componentes internos da válvula distribuidora VD TN70, (a) carretel deslizante com dois ressalto, (b) camisa com furos circulares. (REIVAX, 2013).....	78

Figura 3.4 – Dois casos possíveis para a determinação da área do orifício 4 de controle: (a) orifício fechado com área anelar na região de sobreposição e (b) orifício aberto gerando um orifício de canto vivo com área variável na região sem sobreposição. (adaptado de FERRONATTO, 2011).....	79
Figura 3.5 – (a) Abertura do pórtico da camisa formando um segmento circular e (b) variação não linear da abertura do orifício circular em função do deslocamento do carretel. (adaptado de MERRIT, 1967 e FERRONATTO, 2011).....	81
Figura 3.6 – Perímetro do segmento circular correspondente a área formada por um deslocamento de abertura x_p . (adaptado de FERRONATTO, 2011).....	81
Figura 3.7 – (a) Detalhamento da região em análise; (b) vista superior da abertura do orifício em detalhe e (c) l : comprimento da abertura da área de passagem do fluido, x_{ab} : abertura do segmento circular, e x_p : deslocamento do carretel para abertura do pórtico.....	83
Figura 3.8 – Área de passagem do fluido inclinada, onde: l : comprimento da área de passagem, x_{ab} : abertura do segmento circular.....	83
Figura 3.9 – Abertura do orifício de segmento elíptico considerando folga radial.....	84
Figura 3.10 – Relação entre $A_{o_{fr}}^{RSS}$ e A_o^{RSS} para pequenos deslocamentos do carretel para a abertura do orifício. (adaptado de FERRONATTO, 2011).....	85
Figura 3.11 – Abertura do orifício de segmento elíptico considerando folga radial e arredondamento dos cantos.....	86
Figura 3.12 – Modificação dos pontos de contato da área do orifício de controle perpendicular à superfície de arredondamento segundo o deslocamento do carretel.....	87
Figura 3.13 – Segmento de área circular correspondente à abertura do orifício de controle com diâmetro modificado por causa do arredondamento do canto da camisa.....	87
Figura 3.14 – Regiões de área anelar com sobreposição permanente e com sobreposição variável.....	91
Figura 3.15 – Parcelas de área anelar para uma posição do carretel de abertura intermediária dos orifícios principais da camisa. (adaptado de FERRONATTO 2011).....	93
Figura 3.16 – Vista plana das parcelas de área anelar para uma posição do carretel de abertura intermediária.....	93

Figura 3.17 – Aproximação por duas assíntotas dos valores experimentais do coeficiente de descarga obtidos por Miller (1978). (adaptado de KINCELER e DE NEGRI, 2001).....	95
Figura 3.18 – Aproximação por duas assíntotas dos valores experimentais do coeficiente de descarga para orifícios de canto vivo. (adaptado de LINSINGEN, 2013 e KINCELER e DE NEGRI, 2001).....	98
Figura 3.19 – Aproximação por assíntotas para diferentes condições de arredondamento do canto do orifício de controle. (adaptado de MERRIT, 1967).....	99
Figura 3.20 – Estrutura interna da válvula distribuidora em estudo.....	102
Figura 3.21 – Força de atrito de um corpo deslizando sobre uma superfície plana. (adaptado de MACHADO, 2003).....	103
Figura 3.22 – Modelos de força de atrito: (a) atrito de Coulomb; (b) atrito estático + Coulomb; (c) atrito viscoso; (d) atrito estático + Coulomb + viscoso; (e) atrito estático + Coulomb + viscoso + Stribeck. (adaptado de MACHADO, 2003).....	104
Figura 3.23 – Trajetórias do modelo de atrito viscoso variável proposto por Gomes (1995). (adaptado de MACHADO, 2003).....	105
Figura 3.24 – Força de escoamento sobre o carretel da válvula. (adaptado de RAMOS FILHO, 2009).....	107
Figura 3.25 – Variação do ângulo do jato segundo a relação da abertura e a folga radial. (adaptado de MERRIT, 1967).....	109
Figura 3.26 – Relação entre o ângulo do jato e o ângulo geométrico do orifício. (adaptado de McCLOY, 1973).....	110
Figura 3.27 – Estimação do ângulo do jato utilizando CFD. (adaptado de OKUNGBOWA, 2006).....	111
Figura 3.28 – Força lateral por conicidade do ressalto do carretel. (adaptado MERRIT, 1967).....	113
Figura 3.29 – Esquema de acionamento da válvula distribuidora.....	114
Figura 4.1 – (a) Posição neutra do carretel; (b) Vista em detalhe da sobreposição (sv) e sobreposição efetiva (sv_{ef}).....	118
Figura 4.2 – (a) Posição de sobreposição efetiva nula coincidente com a iminência de abertura do orifício; (b) Posição do carretel para quando adota o valor de sobreposição $x_c = sv$	119
Figura 4.3 – Vazão nas parcelas de área anelar para quando o carretel adota a posição $x_c = 0$	121
Figura 4.4 – Vazão nas parcelas de área anelar para quando o carretel adota a posição $x_c = sv_{ef}$	121
Figura 4.5 – Vazão nas parcelas de área anelar para quando o carretel adota a posição $x_c > sv_{ef}$	122

Figura 4.6 – Modelo estático da válvula distribuidora em ambiente Matlab-Simulink.....	122
Figura 4.7 – Modelo estático duplo em paralelo da válvula distribuidora no ambiente Matlab-Simulink, representando a estrutura de “Parity Equation”.....	123
Figura 4.8 – Modelo dinâmico da válvula distribuidora em ambiente Matlab-Simulink.....	124
Figura 4.9 – Comparação entre os modelos estático e dinâmico da válvula distribuidora em ambiente Matlab-Simulink.....	125
Figura 4.10 – Sistema de controle de posição de pás do distribuidor da turbina.....	126
Figura 4.11 – Diagrama de blocos da malha de controle de posição do distribuidor da turbina. (adaptado de RODRIGUES et al., 2001).....	126
Figura 4.12 - Simulação de um sistema de controle de posição de pás do anel distribuidor com detecção de falha mediante o modelo dinâmico da válvula distribuidora.....	132
Figura 5.1 – Trajetória senoidal do carretel da válvula distribuidora...134	
Figura 5.2 – Área total da região sem sobreposição, ($A_{o_total}^{RSS}$): (a) para os orifícios de controle 3 e 5, com raios do caso A ; (b) detalhe da área de fechamento nos casos de raios A,C e E.....	135
Figura 5.3 – Área total do orifício 3 da região sem sobreposição, ($A_{o3_total}^{RSS}$), para a metade da trajetória senoidal do carretel da válvula distribuidora.....	135
Figura 5.4 – Diferenças de área total do orifício de controle 3, ($A_{o3_total}^{RSS}$), entre cada caso de falha de raio e a condição saudável (caso A).....	136
Figura 5.5 – (a) Vazão correspondente à abertura do orifício 3 da válvula, para situação saudável (caso raio A); (b) detalhe para diferentes raios.....	136
Figura 5.6 – Diferenças de vazão do orifício 3 da válvula, entre cada caso de falha de raio e a condição saudável (caso A).....	137
Figura 5.7 – Abertura simultânea para diferentes valores de folga radial.....	137
Figura 5.8 – Diferenças de área total do orifício ($A_{o3_total}^{RSS}$), entre cada caso de falha por folga radial e a condição saudável (caso A).....	138
Figura 5.9 – Vazão correspondente ao orifício 3 da válvula, para diferentes valores de folga radial.....	138
Figura 5.10 – Diferenças de vazão do orifício 3 da válvula, entre cada caso de falha de folga radial e a condição saudável (caso A).....	139

Figura 5.11 - Diferenças de área total do orifício ($A_{o3_total}^{RSS}$), entre cada caso de falha combinado por raios e folga radial, e a condição saudável (caso A).....	139
Figura 5.12 – Vazão correspondente ao orifício 3 da válvula, para diferentes valores combinados de raios e folga radial.....	140
Figura 5.13 – Diferenças de vazão do orifício 3 da válvula, entre cada caso de falha combinado de raio e folga radial, e a condição saudável (caso A).....	140
Figura 5.14 – Coeficiente de descarga para o orifício ($A_{o3_total}^{RSS}$).....	141
Figura 5.15 – Comportamento do ângulo do jato: (a) para diferentes raios e (b) diferença de cada caso de falha de raio em relação ao caso A.....	141
Figura 5.16 – Comportamento do ângulo do jato: (a) para diferentes folgas e (b) diferença de cada caso de falha de folga em relação ao caso A.....	142
Figura 5.17 – (a) Força de escoamento total para a trajetória senoidal; (b) diferença para cada caso de arredondamento em relação ao caso A.....	143
Figura 5.18 – Diferença da força de escoamento para cada caso de folga em relação ao caso A.....	143
Figura 5.19 – Pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora em situação saudável.....	144
Figura 5.20 – Erro relativo porcentual da pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora para: (a) aumento de raios; (b) aumento de folga.....	145
Figura 5.21 – Pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora em situação saudável.....	146
Figura 5.22 – Erro relativo porcentual da pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora para aumento de força lateral.....	147
Figura 5.23 – Pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora em situação saudável: (a) do modelo estático e dinâmico; (b) diferença entre elas.....	148
Figura 5.24 – Deslocamento do atuador segundo referência de entrada.....	149
Figura 5.25 – Deslocamento do carretel da válvula distribuidora.....	149
Figura 5.26 – Pressões nas câmaras do atuador hidráulico.....	149
Figura 5.27 – Erro relativo porcentual da pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora para aumento de raios, do modelo de controle de posição.....	150

Figura 5.28 – Erro relativo porcentual da pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora para aumento de folga radial, do modelo de controle de posição.....	150
Figura 5.29 – Erro relativo porcentual da pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora para aumento de força lateral, do modelo de controle de posição.....	150
Figura A.1 – Classificação de turbinas hidráulicas segundo a trajetória do fluido: (a) turbina radial; (b) turbina axial; (c) turbina diagonal cônica e (d) turbina diagonal. (MATAIX, 1975).....	165
Figura A.2 – Turbina hidráulica Pelton de um jato. (adaptado de MATAIX, 1975).....	166
Figura A.3 – Turbina hidráulica Francis. (adaptado LITTLER, 1996).....	166
Figura A.4 – Turbina hidráulica Kaplan. (adaptado LITTLER, 1996).....	167
Figura B.1 – Esquema de um regulador hidráulico-mecânico com amplificação e retroalimentação elástico. (adaptado de MATAIX, 1975).....	169
Figura D1 – Bloco da equação da vazão e força de escoamento da válvula distribuidora do modelo estático.....	179
Figura D2 – Bloco do orifício 3 de controle da válvula distribuidora.....	180
Figura D3 – Bloco da equação do equilíbrio da válvula distribuidora do modelo estático.....	181
Figura D4 – Bloco da equação da vazão e força de escoamento da válvula distribuidora do modelo dinâmico.....	182
Figura D5 – Bloco da equação do movimento do carretel da válvula distribuidora.....	183
Figura D6 – Bloco do modelo de atrito viscoso variável da válvula distribuidora.....	184
Figura D7 – Bloco do controlador do modelo de controle de posição.....	185
Figura D8 – Bloco da válvula proporcional do modelo de controle de posição.....	185
Figura D9 – Bloco da equação do movimento do carretel da válvula distribuidora do modelo de controle de posição.....	186
Figura D10 – Bloco da equação da vazão e força de escoamento da válvula distribuidora do modelo de controle de posição.....	187
Figura D11 – Bloco da equação do movimento do atuador hidráulico.....	188

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Coeficiente de descarga para a região com sobreposição segundo o regime de escoamento.....	97
Tabela 3.2 – Coeficiente de descarga para a região sem sobreposição segundo o regime de escoamento.....	99
Tabela 3.3 – Estimação do ângulo do jato para diferentes aberturas do orifício utilizando CFD. (adaptado de OKUNGBOWA, 2006).....	111
Tabela 4.1 – Mapeamento das áreas para os quatro orifícios de controle segundo o deslocamento do carretel.....	119
Tabela 4.2 – Mapeamento dos diâmetros hidráulicos para os quatro orifícios de controle segundo o deslocamento do carretel.....	120
Tabela 4.3 – Parâmetros do cilindro simétrico CGT3 MS2 25 18 200. (adaptado de SZPAK, 2008).....	124
Tabela 4.4 – Parâmetros do cilindro assimétrico Bosch. (GONZALEZ, 2012).....	129
Tabela 5.1 Parâmetros internos da válvula representativos de falhas mecânicas.....	133
Tabela 5.2 – Valores dos parâmetros internos considerados para a simulação.....	134

LISTA DE SÍMBOLOS

P_b	Potência bruta disponível	[W]
Q	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
ρ_a	Massa específica da água	[kg/m ³]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
H_b	Altura bruta de água disponível	[m]
α_o	Ângulo de inclinação das aletas em relação à direção tangencial	[°]
f_r	Folga radial	[m]
r_1	Raio de arredondamento da camisa da válvula	[m]
r_2	Raio de arredondamento do ressalto do carretel da válvula distribuidora	[m]
l_p	Largura do pórtico da camisa ou corpo da válvula	[m]
l_r	Largura do ressalto do carretel	[m]
Θ	Parâmetros internos do processo	[adm]
$\Delta\Theta(t)$	Alterações de parâmetros internos do processo	[adm]
q_v	Vazão através do orifício	[m ³ /s]
c_d	Coefficiente de descarga	[adm]
A_o	Área do orifício	[m ²]
Δp	Diferença de pressão entre entrada e saída do orifício	[Pa]
ρ	Massa específica do fluido	[kg/m ³]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
A	Área molhada do orifício de passagem do fluido	[m ²]
Pe	Perímetro da área molhada do orifício A	[m]
A_o^{RSS}	Área de passagem do orifício de controle do segmento circular na região sem sobreposição, sem considerar folga radial nem arredondamentos de cantos	[m ²]
d_p	Diâmetro do orifício do pórtico da camisa	[m]
x_p	Abertura do pórtico por deslocamento do carretel	[m]
φ	Ângulo correspondente à corda do segmento circular	[rad.]
y	Comprimento da corda do segmento circular	[m]

P_e^{RSS}	Perímetro do orifício de controle do segmento circular de área A_o^{RSS} na região sem sobreposição	[m]
D_h^{RSS}	Diâmetro hidráulico do orifício de controle do segmento circular de área A_o^{RSS}	[m]
l	Comprimento da abertura da área de passagem do fluido pelo orifício	[m]
x_{ab}	Abertura da área de segmento circular devido ao deslocamento do carretel	[m]
$A_{o_{fr}}^{RSS}$	Área de passagem do orifício de controle do segmento elíptico na região sem sobreposição, considerando somente folga radial	[m ²]
Or1	Centro do raio de arredondamento r1	[adm]
Or2	Centro do raio de arredondamento r2	[adm]
α	Ângulo geométrico correspondente a fr , $r1$, $r2$ e x_{ang}	[°]
x_{ang}	Distância horizontal entre os centros dos raios Or1 e Or2	[m]
a	Segmento de aumento do diâmetro do pórtico da camisa	[m]
b	Segmento de redução do ressalto do carretel	[m]
$d_{p_{arr}}$	Diâmetro da área de segmento circular com arredondamento	[m]
$A_{o_{fr_{arr}_h}}^{RSS}$	Área horizontal do orifício de segmento circular na região sem sobreposição, considerando folga radial e arredondamento de canto	[m ²]
$A_{o_{fr_{arr}}}^{RSS}$	Área do orifício de controle do segmento elíptico na região sem sobreposição, considerando folga radial e arredondamento de cantos	[m ²]
$P_{e_{fr_{arr}_h}}^{RSS}$	Perímetro do orifício de segmento circular de área $A_{o_{fr_{arr}_h}}^{RSS}$	[m]
$D_{h_{fr_{arr}_h}}^{RSS}$	Diâmetro hidráulico do orifício de segmento circular de área $A_{o_{fr_{arr}_h}}^{RSS}$	[m]

$A_{o_total}^{RSS}$	Área total dos quatro orifícios de controle de segmentos elípticos na região sem sobreposição, considerando folga radial e arredondamento de cantos	[m ²]
Pe_{total}^{RSS}	Perímetro total dos quatro orifícios de segmentos circulares de área $A_{o_fr_arr_h}^{RSS}$	[m]
$D_{h_total}^{RSS}$	Diâmetro hidráulico total dos quatro orifícios de segmentos circulares de área $A_{o_fr_arr_h}^{RSS}$	[m]
$A_{o_total}^{RCS}$	Área anelar total da região com sobreposição	[m ²]
d_{ic}	Diâmetro interno da camisa	[m]
d_r	Diâmetro do ressalto do carretel	[m]
Pe_{total}^{RCS}	Perímetro da área anelar total da região com sobreposição	[m]
$D_{h_total}^{RCS}$	Diâmetro hidráulico da área anelar $A_{o_total}^{RCS}$	[m]
$A_{o_perm}^{RCS}$	Parcela de área anelar da região com sobreposição de sobreposição permanente	[m ²]
Pe_{perm}^{RCS}	Perímetro da parcela de área anelar $A_{o_perm}^{RCS}$	[m]
$D_{h_perm}^{RCS}$	Diâmetro hidráulico da parcela de área anelar $A_{o_perm}^{RCS}$	[m]
$A_{o_ab_max}^{RCS}$	Parcela de área anelar da região com sobreposição de abertura máxima	[m ²]
$Pe_{ab_max}^{RCS}$	Perímetro da parcela de área anelar $A_{o_ab_max}^{RCS}$	[m]
$D_{h_ab_max}^{RCS}$	Diâmetro hidráulico da parcela de área anelar $A_{o_ab_max}^{RCS}$	[m]
$A_{o_ab}^{RCS}$	Parcela de área anelar da região com sobreposição de abertura dos orifícios da camisa	[m ²]
y_{arr}	Comprimento da corda do segmento circular considerando o arredondamento do canto	[m]
φ_{arr}	Ângulo correspondente à corda do segmento circular considerando o arredondamento dos cantos	[rad]
c_{d_lam}	Coefficiente de descarga para regime laminar	[adm]
Re	Número de Reynolds	[adm]
D_h^{RCS}	Diâmetro hidráulico da região com sobreposição	[m]

l_{sob}	Comprimento da sobreposição	[m]
$c_{d,turb}$	Coefficiente de descarga para regime turbulento	[adm]
A_o^{RCS}	Área da região com sobreposição	[m ²]
v	Velocidade de escoamento do fluido	[m/s]
ν	Viscosidade cinemática do fluido	[m ² /s]
δ	Coefficiente de vazão laminar	[adm]
$q_{v,lam}^{RCS}$	Vazão laminar da região com sobreposição	[m ³ /s]
$q_{v,turb}^{RCS}$	Vazão turbulenta da região com sobreposição	[m ³ /s]
$q_{v,trans}^{RCS}$	Vazão de transição da região com sobreposição	[m ³ /s]
$q_{v,lam}^{RSS}$	Vazão laminar da região sem sobreposição	[m ³ /s]
$q_{v,turb}^{RSS}$	Vazão turbulenta da região sem sobreposição	[m ³ /s]
$q_{v,trans}^{RSS}$	Vazão de transição da região sem sobreposição	[m ³ /s]
f_m	Força inercial da massa total em movimento	[N]
m_t	Massa total em movimento	[kg]
a_c	Aceleração da massa total	[m/s ²]
F_A	Força de atrito	[N]
μ	Coefficiente de atrito	[adm.]
F_N	Força normal à superfície do corpo	[N]
μ_s	Coefficiente de atrito estático	[adm.]
μ_d	Coefficiente de atrito dinâmico	[adm.]
\dot{x}_{lim}	Velocidade limite	[m/s]
F_{at}	Força de atrito variável	[N]
B_v	Coefficiente de atrito viscoso variável	[Ns/m]
v_d	Velocidade de deslocamento	[m/s]
$\vec{F}_{esc_{RP}}$	Força de escoamento de regime permanente	[N]
\vec{v}_1	Velocidade do fluido na seção de entrada no VC	[m/s]
\vec{v}_2	Velocidade do fluido na seção de saída no VC	[m/s]
$F_{esc_{RP\alpha}}$	Força de escoamento de regime permanente na direção axial	[N]
θ	Ângulo do jato em relação à superfície de controle	[°]
θ_g	Ângulo geométrico do orifício, sem considerar arredondamento	[°]
$F_{esc_{RT}}$	Força de escoamento de regime transiente	[N]

l_{ac}	Comprimento da seção axial do volume de controle onde é acelerada a massa	[m]
$F_{esc_{Total}}$	Força de escoamento total	[N]
F_{lat}	Força lateral	[N]
te	Rebaixo por conicidade	[m]
b	Excentricidade	[m]
p_{A_p}	Pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora	[Pa]
p_s	Pressão de suprimento	[Pa]
A_M	Área maior dos pinos de acionamento	[m ²]
A_m	Área menor dos pinos de acionamento	[m ²]
F	Força	[N]
F_s	Força de atrito estática	[N]
$p_{A_{p_est}}$	Pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora do modelo estático	[Pa]
sv	Sobreposição	[m]
sv_{ef}	Sobreposição efetiva	[m]
x_c	Posição do carretel	[m]
q_{v1}	Vazão que entra no volume de controle	[m ³ /s]
q_{v2}	Vazão que sai do volume de controle	[m ³ /s]
V	Volume da câmara de controle	[m ³]
β_e	Módulo de compressibilidade efetivo	[Pa]
A_A	Área maior do atuador hidráulico	[m ²]
A_B	Área menor do atuador hidráulico	[m ²]
x_a	Posição do atuador hidráulico	[m]
l_a	Carreira do atuador hidráulico	[m]
p_A	Pressão na câmara A do atuador	[Pa]
p_B	Pressão na câmara B do atuador	[Pa]
F_{ata}	Força de atrito do atuador	[N]
F_c	Força de carga	[N]
m_a	Massa deslocada por acionamento do atuador	[Kg]
a_a	Aceleração da haste do atuador	[m/s ²]
Uc	Sinal de comando para a válvula	[V]
Un	Sinal nominal de comando para a válvula	[V]

ΔP	Diferença de pressão entre entrada e saída da válvula	[Pa]
K_v	Coefficiente de vazão total na válvula	[m ³ /s.Pa ^{1/2}]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	35
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO.....	35
1.2	OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÕES.....	37
1.2.1	Objetivo Geral	37
1.2.2	Objetivos Específicos	37
1.2.3	Contribuições	37
1.3	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	38
2	HIDRELÉTRICAS, VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS E DETECÇÃO DE FALHAS	39
2.1	APROVEITAMENTO ENERGÉTICO DO CICLO HIDROLÓGICO NATURAL PELAS QUEDAS DE ÁGUA.....	39
2.1.1	Centrais hidrelétricas	40
2.1.2	Turbinas hidráulicas	43
2.1.3	O distribuidor	44
2.1.4	Atuadores do distribuidor	46
2.1.5	Mecanismos de regulação	47
2.2	VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS.....	49
2.2.1	Válvulas direcionais de controle contínuo	50
2.2.2	Características inerentes da válvula com carretel deslizante	53
2.3	DETECÇÃO E DIAGNÓSTICO DE FALHAS.....	59
2.3.1	Supervisão de processos técnicos	60
2.3.2	Modelos de falhas	65
2.3.3	Métodos de detecção e diagnóstico de falhas	65
2.3.4	Detecção de falhas baseado em modelos segundo o método de equações de paridade (“Parity Equation”)	67
2.4	PROBLEMAS EM VÁLVULAS HIDRÁULICAS.....	69
3	MODELAGEM DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA COM CARRETEL DESLIZANTE	75
3.1	INTRODUÇÃO.....	75
3.2	MODELO DA VAZÃO EM ORIFÍCIOS.....	76
3.2.1	Modelagem dos orifícios	77
3.2.1.1	Região sem sobreposição.....	80
3.2.1.2	Região com sobreposição.....	90
3.2.2	Modelagem do coeficiente de descarga	94
3.2.2.1	Coefficiente de descarga c_d na região com sobreposição (RCS).....	95

3.2.2.2	Coeficiente de descarga c_d na região sem sobreposição (RSS).....	97
3.2.3	Equações da vazão para o modelo da válvula.....	99
3.2.3.1	Equações da vazão para a região com sobreposição (RCS).....	100
3.2.3.2	Equações da vazão para a região sem sobreposição (RSS).....	100
3.3	FORÇAS ATUANTES NO CARRETEL DA VÁLVULA.....	101
3.3.1	Forças de massa.....	102
3.3.2	Força de atrito.....	102
3.3.3	Força de escoamento do fluido através da válvula.....	105
3.3.3.1	Força de escoamento de regime permanente.....	106
3.3.3.2	Força de escoamento de regime transiente.....	112
3.3.4	Força lateral.....	113
3.4	EQUAÇÃO DO MOVIMENTO DO CARRETEL DA VÁLVULA.....	114
4	MODELAGEM E PROGRAMAÇÃO PARA SIMULAÇÃO.....	117
4.1	CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES.....	117
4.2	MODELO ESTÁTICO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA.....	122
4.3	MODELO DINÂMICO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA.....	123
4.4	MODELO DINÂMICO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA EM UM SIMULADOR DE UM SISTEMA DE CONTROLE DE POSIÇÃO DE PÁS DO DISTRIBUIDOR.....	125
4.4.1	Atuador hidráulico.....	127
4.4.1.1	Equação da continuidade para as câmaras do cilindro.....	127
4.4.1.2	Equação do movimento do cilindro.....	128
4.4.2	Válvula proporcional.....	129
4.4.2.1	Equação da continuidade para a câmara de pilotagem da válvula distribuidora.....	130
4.4.3	Modelo no ambiente Matlab-Simulink da válvula distribuidora em um simulador de um sistema de controle de posição de pás do distribuidor.....	130
5	RESULTADOS DE SIMULAÇÕES.....	133
5.1	INTRODUÇÃO.....	133
5.2	AVALIAÇÃO DO FUNCIONAMENTO INTERNO DO MODELO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA.....	134

5.3	AVALIAÇÃO DA FORÇA DE ESCOAMENTO DO MODELO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA.....	140
5.4	AVALIAÇÃO DO MODELO ESTÁTICO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA.....	144
5.5	AVALIAÇÃO DO MODELO DINÂMICO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA.....	146
5.6	COMPARAÇÃO ENTRE O MODELO ESTÁTICO E DINÂMICO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA.....	147
5.7	AVALIAÇÃO DO MODELO DINÂMICO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA EM UM SIMULADOR DE UM SISTEMA DE CONTROLE DE POSIÇÃO DE PÁS DO DISTRIBUIDOR.....	149
6	CONCLUSÃO.....	153
	REFERÊNCIAS.....	157
	APÊNDICE A - CLASSIFICAÇÃO DE TURBINAS HIDRÁULICAS.....	165
	APÊNDICE B - ESQUEMA DE UM REGULADOR HIDRÁULICO-MECÂNICO COM AMPLIFICAÇÃO E RETROALIMENTAÇÃO ELÁSTICO.....	169
	APÊNDICE C - PARÂMETROS DO MODELO.....	171
	APÊNDICE D - BLOCOS DO MATLAB-SIMULINK.....	179

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Segundo dados da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), o parque gerador brasileiro de energia elétrica está constituído em ampla maioria por usinas hidrelétricas, representando um 64% da matriz com uma capacidade de 86.000 MW de potência instalada total, como pode ser observado na Figura 1.1, em comparação com outras fontes de energia.

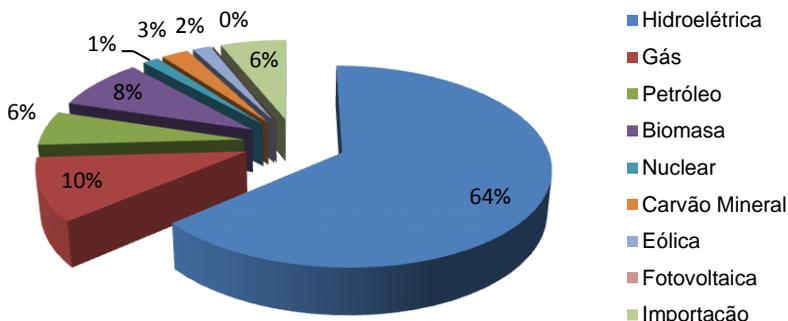


Figura 1.1 – Matriz de energia elétrica brasileira. (adaptado de ANEEL, 2014).

O Brasil é um dos cinco maiores países produtores de energia hidrelétrica no mundo, compartilhando o grupo com Canadá, China, Estados Unidos e Rússia.

Conforme Itaipu (2013), cerca de 50% da atual capacidade hidrelétrica instalada no Brasil está na Bacia do Rio Paraná. Segundo o Balanço Energético Nacional de 2013, tudo indica que a energia hidráulica continuará sendo por muito tempo, a principal fonte geradora de energia elétrica no Brasil.

Nesta ação de geração, as válvulas distribuidoras são um componente protagonista, pois são as válvulas hidráulicas de controle, que atuam e formam parte do sistema de regulação das turbinas hidráulicas, que perante o acionamento de cilindros hidráulicos, agem no distribuidor da turbina.

As usinas hidrelétricas são construídas em locais onde a própria natureza proporciona características favoráveis para este tipo de empreendimento. Este fato leva a que cada usina tenha características únicas, com parâmetros de projeto diferentes, requerendo sistemas e componentes específicos.

Segundo Retzlaff (2009), quando é necessário adquirir peças de reposição das válvulas distribuidoras, nem sempre podem ser obtidas do fabricante original, e as peças que poderiam estar disponíveis no mercado dificilmente reúnem as características adequadas. Esta situação pode conduzir a uma perda significativa de tempo e elevados custos para encontrar uma solução.

Nos últimos 30 anos a atividade de manutenção tem passado por mais mudanças do que qualquer outra atividade. Conforme Pinto e Xavier (2009), esta nova postura inclui: uma crescente conscientização de quanto uma falha de equipamento afeta a segurança e o meio ambiente, uma maior conscientização da relação entre manutenção e qualidade do produto, e uma maior pressão para se conseguir alta disponibilidade e confiabilidade da instalação, ao mesmo tempo em que se busca a redução de custos.

A evolução dos métodos e meios de inspeção nos anos sessenta, segundo Souza (2009), proporcionou a Engenharia de Manutenção o desenvolvimento de critérios e técnicas de predição ou previsão de falhas, visando a otimização da atuação das equipes de execução de manutenção. Com isso tem-se o aparecimento de uma nova técnica de manutenção, chamada Manutenção Preditiva, isto é, inspeção mais acompanhamento dos parâmetros físicos, e a ação só ocorre quando os sintomas indicarem a proximidade da ocorrência de falhas.

Conforme Ding (2008), uma destas novas técnicas de detecção de falhas, que surgiu nos anos setenta, é a técnica de detecção e diagnóstico de falhas baseada em modelos. A eficiência em detectar falhas em sistemas foi demonstrada por um elevado número de aplicações bem sucedidas em processos industriais e em sistemas de controle automáticos.

Hoje é possível encontrar várias e diferentes aplicações do método de detecção e diagnóstico de falhas baseado em modelos. Como pode ser consultado em Isermann (2004), Isermann (2006), Ding (2008), Zhang (2010), Sakhanenko (2008), e na área de sistemas hidráulicos em Ramos Filho (2009) e Muenchhof (2009).

1.2 OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÕES.

1.2.1 Objetivo Geral

A presente dissertação tem como objetivo o estudo e desenvolvimento de um modelo para detecção de falhas em válvulas distribuidoras, baseando-se no método de equações de paridade (“Parity equations”) ou também conhecido como método de espaço de paridade (“Parity space”).

1.2.2 Objetivos Específicos.

Para atingir o objetivo geral proposto devem ser alcançados os seguintes objetivos específicos:

- Realizar revisão bibliográfica e do estado da arte.
- Modelar a área dos orifícios de controle da válvula distribuidora a fim de representar fenômenos de desgaste.
- Modelar o ângulo do jato e o coeficiente de descarga a fim de acompanhar as variações dos orifícios de controle.
- Modelar as forças atuantes no carretel da válvula com o objetivo de representar fenômenos de alteração do movimento.
- Realizar uma modelagem computacional com o intuito de efetuar simulações para avaliar a capacidade de detecção de falhas.

1.2.3 Contribuições.

Como contribuição deste trabalho, espera-se que:

- Seja possível conhecer o comportamento da pressão de pilotagem da válvula, como consequência das variações dos valores dos parâmetros geométricos associados a falhas.
- O modelo proposto permita esclarecer o nível de possibilidade para realizar detecções de falhas, utilizando como fonte de informação a força de acionamento do carretel da válvula distribuidora.
- Possam ser caracterizados sintomas particulares relacionados com os distintos tipos de falhas.

- Forneça informação e conhecimento como ponto de partida para a realização experimental do trabalho.
- As análises e resultados obtidos possam contribuir como fonte de referência para trabalhos futuros.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O trabalho está dividido em seis capítulos, os quais apresentam o seguinte conteúdo:

- Capítulo 1 – Descreve a contextualização do trabalho, seus objetivos e contribuições.
- Capítulo 2 – Contem uma visão panorâmica do aproveitamento energético por usinas hidrelétricas, apresenta as válvulas distribuidoras, introduz o conceito da supervisão de processos técnicos com detecção de falhas e apresenta os problemas em válvulas hidráulicas.
- Capítulo 3 – Apresenta a modelagem da válvula distribuidora.
- Capítulo 4 – Descreve a organização da programação visando a simulação.
- Capítulo 5 – São realizadas as simulações computacionais.
- Capítulo 6 – Contem a conclusão e propostas para trabalhos futuros.

2 HIDRELÉTRICAS, VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS E DETECÇÃO DE FALHAS

Para analisar e estudar componentes que formam parte de um sistema de aproveitamento energético por usinas hidrelétricas é importante se situar no contexto natural em que isto acontece, ou seja, não perder o foco da origem dessa fonte de energia disponível, que é uma questão que apresentará características únicas para cada aproveitamento hidráulico.

2.1 APROVEITAMENTO ENERGÉTICO DO CICLO HIDROLÓGICO NATURAL PELAS QUEDAS DE ÁGUA

A radiação solar é a fonte de energia que promove o aquecimento dos continentes e oceanos, portanto é a responsável pela movimentação ascensional de água através do processo de evaporação de mares, lagos, rios, diferentes superfícies da terra, plantas, etc. Este vapor de água, distribuído pelos ventos na atmosfera, ao descer a temperatura deste condensa-se em gotas de água, ou solidifica-se em cristais de gelo, e precipita-se sobre a terra em forma de chuva, neve ou granizo. O ciclo hidrológico natural da água continua com a formação de córregos e rios que descem das montanhas às planícies e ao mar, completando-se assim o ciclo termodinâmico (caldeira: Sol; condensador: atmosfera). (RIGHETTO, 1998; MATAIX, 1975).

O rio desde a sua nascente até a desembocadura vai perdendo energia potencial. É possível aproveitar parte da energia do ciclo hidrológico natural da água e obter trabalho útil, que de outra forma se perderia em atrito nos rios.

Em um ponto determinado de um rio, a água que desce de níveis superiores de elevação possui energia cinética e energia potencial. A primeira é praticamente desprezível devido a que considerando rios com muita corrente, estes não superam os 5 m/s (significando uns 20 J/kg). Enquanto que a energia potencial pode ser muito melhor aproveitada com desníveis geodésicos favoráveis (superando os 3000 J/kg para mais de 300 m).

Esta energia potencial pode ser aproveitada numa turbina hidráulica e é assim que surgem as centrais hidrelétricas. Basicamente existem dois métodos de aproveitamento hidrológico:

- a) Por interceptação da corrente com uma barragem, ou represa.
- b) Por desvio da corrente.

No primeiro caso, com a construção de uma barragem no próprio rio estabelece-se um escoamento não uniforme e uma curva de remanso, que representa a elevação do nível do rio. Com a construção da barragem consegue-se obter maior diferença de altura da queda de água entre jusante e montante. Com isso maior energia potencial gravitacional da água estará disponível. Assim mesmo também se terá como consequência a diminuição da velocidade média da corrente e as perdas de energia por atrito nos leitos dos rios.

No segundo caso consiste em desviar a corrente do seu curso natural, fazendo uma divisão. Para isto se intercepta a corrente com uma barragem e com um canal artificial se leva a água à central de potência e de lá novamente ao rio num nível inferior. (MATAIX, 1975).

2.1.1 Centrais hidrelétricas.

Construtivamente uma central hidrelétrica (Figura 2.1) está constituída por:

- Uma barragem.
- Sistemas de captação e adução de água.
- Vertedouro.
- Casa de Força.
- Sistema de restituição de água ao leito natural do rio.
- Subestação transformadora de tensão.

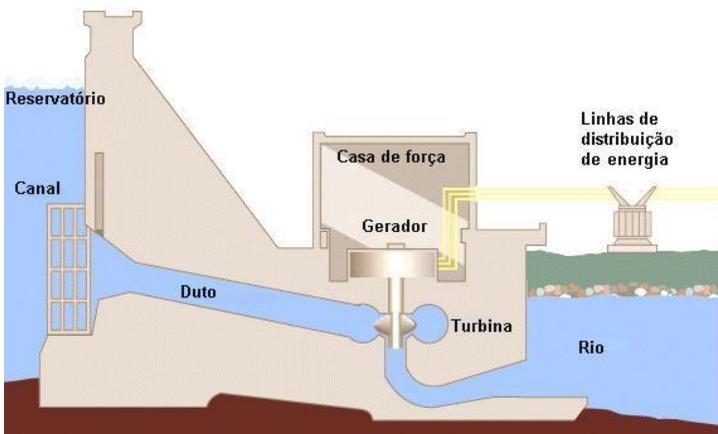


Figura 2.1 – Desenho esquemático de uma usina hidrelétrica. (adaptado de TVA, 2013).

A água retida no reservatório como consequência da barragem é conduzida através de canais, túneis ou condutos metálicos até a Casa de Força. Após passar pelas turbinas hidráulicas, a água é restituída ao leito natural do rio através do canal de fuga.

Nos períodos de cheias o Vertedouro possibilita o controle do nível da água do reservatório, vazando toda a água em situação de excesso sem passar pelas turbinas hidráulicas.

A Casa de Força é o local onde são instaladas as turbinas hidráulicas, os geradores e todos os equipamentos auxiliares.

A energia elétrica gerada pela usina é recebida na subestação transformadora, onde é elevada a tensão para que possa ser transportada pelas linhas de transmissão a grandes distâncias até os centros de consumo (ANEEL, 2013; ITAIPU, 2013; AES Tietê, 2013).

Cada aproveitamento hidrelétrico é único e tem um projeto diferente dos outros. A central terá que se adaptar à geografia própria do local e às características que oferece a queda de água na natureza. Para uma mesma potência hidráulica bruta natural disponível, poder-se-á apresentar em diferentes combinações de quedas e vazões em distintas configurações de terreno.

Para ilustrar melhor isto, considera-se a seguinte expressão, que representa a máxima potência bruta que teoricamente pode ser aproveitada de uma queda de água:

$$P_b = Q \cdot \rho a \cdot g \cdot H_b \quad (2.1)$$

Onde:

P_b = Potência bruta disponível [W];

Q = Vazão volumétrica [m^3/s];

ρa = Massa específica da água [kg/m^3];

g = Aceleração da gravidade [m/s^2];

H_b = Altura bruta de água disponível [m].

Então como exemplo, é possível ter a mesma potência bruta para duas configurações distintas de terreno com combinações diferentes de vazão e altura: $Q_1 = 75 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_{b1} = 100 \text{ m}$; $Q_2 = 100 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_{b2} = 75 \text{ m}$. É, portanto que as centrais, as turbinas e os equipamentos delas, serão diferentes nos diversos lugares onde estiverem. (MATAIX, 1970; MATAIX, 1975).

Considerando que um sistema elétrico de energia é constituído por uma rede interligada por linhas de transmissão (transporte), e nessa rede estão ligadas as cargas (pontos de consumo de energia) e os geradores (pontos de produção de energia). Então desde um ponto de vista elétrico, uma central hidrelétrica é uma instalação ligada à rede de transporte que injeta uma porção da energia solicitada pelas cargas (Figura 2.2).

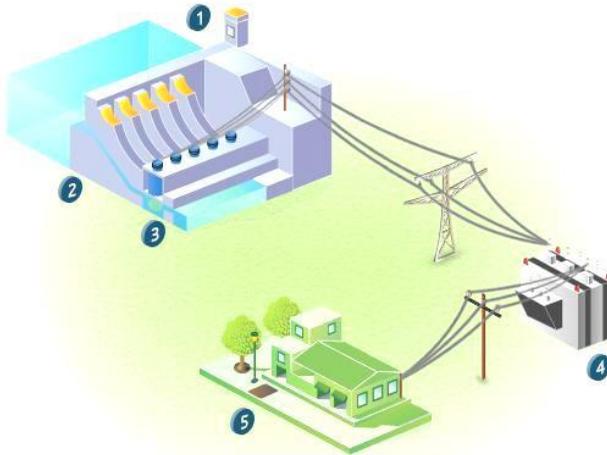


Figura 2.2 – Esquema simplificado de um sistema hidrelétrico: (1) Reservatório de água com um nível de potencial hidráulico; (2) Barragem do reservatório de água; (3) Casa de Força; (4) Rede Elétrica e Subestação Transformadora; (5) Distribuição de energia elétrica aos consumidores. (Cargas). (adaptado de AES Tietê, 2013).

Existem diferentes classificações de tipos de centrais hidrelétricas segundo o tipo de reservatório, pela potência, pela altura da queda de água ou pelas características econômicas do aproveitamento. Mas para nosso caso como exemplo vamos considerar a classificação feita por Mataix (1975) segundo a potência (no eixo da turbina) instalada, e é assim que temos:

- Microcentrais: $P < 100 \text{ kW}$
- Centrais de pequena potência: $100 \leq P < 1.000 \text{ kW}$
- Centrais de média potência: $1.000 \leq P < 10.000 \text{ kW}$
- Centrais de grande potência: $P \geq 10.000 \text{ kW}$.

2.1.2 Turbinas hidráulicas.

De acordo à definição de Mataix (1975), uma turbina hidráulica (Figura 2.3) é um tipo de turbomáquina, ou seja, uma máquina de fluido onde existe um intercâmbio de energia devido à variação da quantidade de movimento angular do fluido. Esse intercâmbio de energia ou transformação se leva a cabo no rotor, que é um órgão equipado de pás, que se move em movimento de rotação ao passar o fluido pelos espaços internos da máquina, sem que exista uma variação do volume específico do fluido (ou densidade) através da máquina.

A máquina absorve um tipo de energia e restitui com outro tipo de energia transformada. No caso da turbina hidráulica a potência hidráulica do fluido é transferida ao rotor como potência mecânica de rotação. O torque pode ser utilizado por meio de um eixo giratório para acionar um gerador elétrico.

Existem diferentes tipos de turbinas hidráulicas e diferentes formas de classificá-las, isto pode ser consultado no Apêndice A.

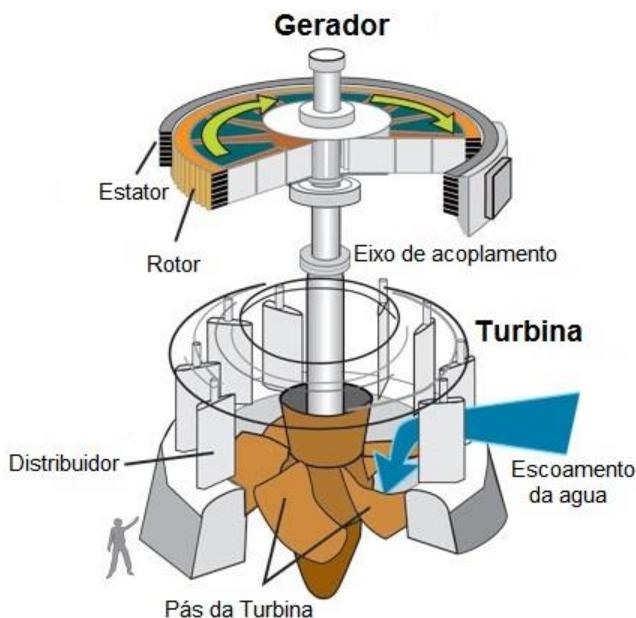


Figura 2.3 – Turbina hidráulica acoplada a gerador elétrico. (adaptado de USACE, 2013).

As centrais hidrelétricas modernas funcionam automaticamente com uma quantidade mínima de pessoal na operação. A automatização tem hoje em dia um elevado nível de segurança. A pesquisa continua sendo desenvolvida e orientada a atingir um melhor aperfeiçoamento dos sistemas em forma geral. Uma das áreas onde a automatização tem um papel central é na regulação da velocidade de rotação da turbina para garantir uma frequência de geração elétrica constante ou com variações muito estreitas entre limites predeterminados.

2.1.3 O distribuidor.

Em frente à entrada do rotor, encontra-se o distribuidor, que está constituído por um anel de aletas direcionais ajustáveis que podem girar um certo ângulo a fim de controlar a descarga, conforme foi ilustrado na Figura 2.3. Este tipo de distribuidor é conhecido como o distribuidor Fink (Figura 2.4) e é um componente comum a todas as turbinas hidráulicas de reação. Os eixos das aletas móveis ultrapassam a tampa da turbina e levam manivelas ligadas por meio de hastes ao anel do distribuidor. O anel recebe o comando para a regulagem da vazão da água de alimentação ao rotor da turbina e transmite-o a todos os mecanismos de acionamento das aletas móveis. (SCHREIBER, 1978).

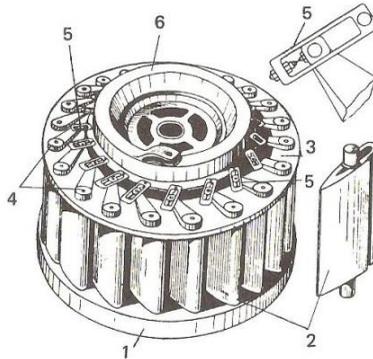


Figura 2.4 – Distribuidor Fink: 1) anel inferior onde estão montadas as aletas; 2) aletas direcionais ajustáveis com perfil hidrodinâmico; 3) anel superior; 4) manivelas solidárias às aletas; 5) bielas reguláveis; 6) Anel de regulação. (adaptado de MATAIX, 1975).

Conforme explica Mataix (1975), a função principal do distribuidor é a regulação da potência da turbina segundo a carga, mediante a regulação da vazão. É possível variar a vazão da descarga

variando o ângulo de inclinação das aletas direcionais do distribuidor. Conforme é ilustrado na Figura 2.5 o ângulo α_0 que é o ângulo de inclinação das aletas em relação à direção tangencial, pode ser modificado desde uma posição de máxima abertura, caso (a); uma posição de abertura intermediária, caso (b) e até uma posição de fechamento total da área de passagem do fluido pelo distribuidor, caso (c).

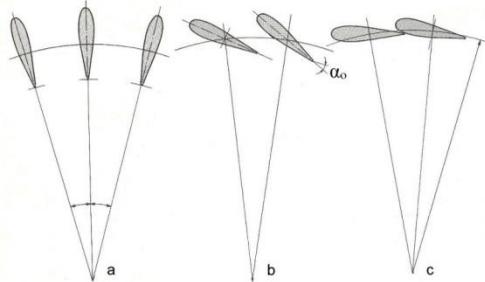


Figura 2.5 – Aletas direcionais ajustáveis do distribuidor Fink: a) posição de máxima abertura; b) posição de abertura intermediária correspondente ao ângulo α_0 (inclinação da aleta em relação à direção tangencial); c) fechamento total da área de passagem do fluido pelo distribuidor. (adaptado de MATAIX, 1975).

O distribuidor também tem a função de gerar o campo de velocidades mais favorável na entrada do rotor, tanto em relação ao módulo do vetor velocidade quanto do ângulo de entrada do fluxo de água, de maneira que a circulação de entrada tenha um valor adequado, e ao mesmo tempo, se consiga uma entrada sem choque nas pás do rotor.

Em pequenas turbinas o anel de regulação é externo como pode ser observado na Figura 2.6(a), e nas turbinas grandes é preferível o anel interior para constituir uma estrutura mais compacta, como é ilustrado na Figura 2.6(b).

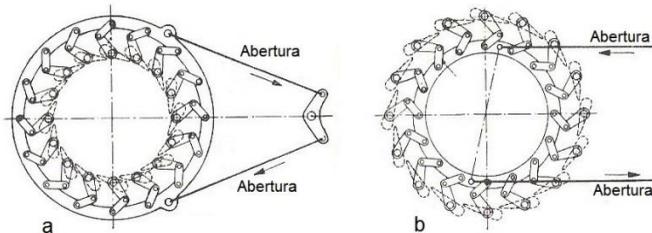


Figura 2.6 – Distribuidor Fink: a) com anel de regulação externo; b) com anel de regulação interno. (adaptado de MATAIX, 1975).

2.1.4 Atuadores do distribuidor.

A rotação do anel de regulação do distribuidor é realizada por meio de um ou dois braços colocados no plano do anel do distribuidor, acionados por um ou dois atuadores (servomotores), segundo seja o caso. Os servomotores também tem a função de imobilizar as aletas direcionais na posição correspondente em cada momento, sem que existam oscilações.

A aplicação mais comum dos servomotores nas turbinas de reação é para o acionamento do distribuidor Fink, como foi dito anteriormente, mas também, são utilizados na turbina Pelton, para o acionamento da válvula de agulha do injetor e para o movimento do defletor do jato. Nas turbinas Kaplan, são utilizados para o acionamento das pás do rotor da turbina. Para maior informação nos casos das turbinas Pelton e Kaplan pesquisar em Mataix (1975).

O mecanismo mais utilizado para o acionamento do distribuidor Fink é ilustrado na Figura 2.7, onde o anel de regulação é acionado por dois servomotores de eixo reto, de duplo efeito. Neste caso pode ser observado que o anel de regulação é interno, onde o diâmetro do anel de regulação é menor do que o diâmetro do anel formado pelas aletas direcionais (d_0).

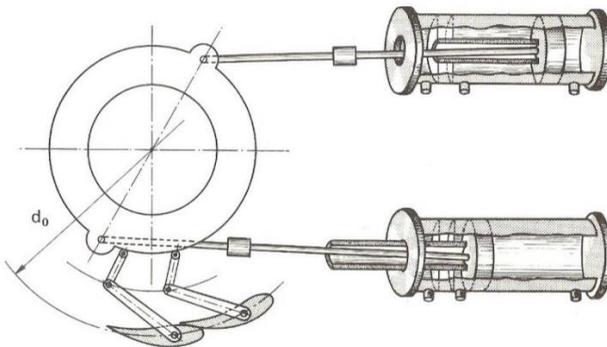


Figura 2.7 – Acionamento do Distribuidor Fink com dois servomotores de duplo efeito: (d_0) diâmetro do anel formado pelas aletas direcionais do distribuidor. (adaptado de MATAIX, 1975).

Para potências não muito grandes pode ser empregado um único servomotor, como é ilustrado na Figura 2.8, onde o anel de regulação (1) é acionado por dois braços (2), que são articulados por meio de uma alavanca (3), que é acionada por um eixo (4), e este último acionado pela haste (5) de um servomotor (6).

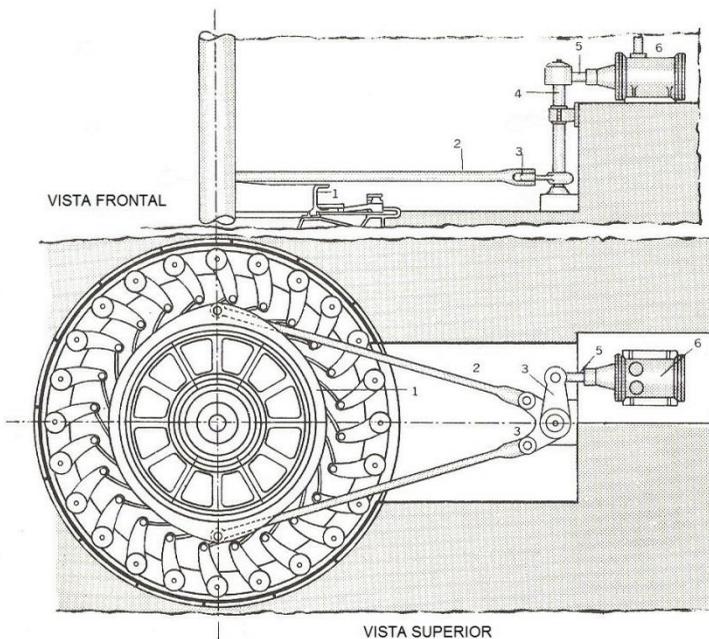


Figura 2.8 – Acionamento do Distribuidor Fink com um único servomotor e dois braços: (1) anel de regulação; (2) braços; (3) alavanca; (4) eixo; (5) haste; (6) servomotor. (adaptado de MATAIX, 1975).

2.1.5 Mecanismos de regulação.

O objetivo fundamental da regulação da velocidade segundo Mataix (1975), é manter a velocidade de rotação da turbina hidráulica em forma constante, ou com pequenas variações que não ultrapassem limites de tolerância, em forma automática.

O regulador de velocidade funciona recebendo um sinal de entrada a partir de uma magnitude perturbada, que no caso da turbina, é a variação da velocidade angular, este sinal, convenientemente transmitido e amplificado, produz o acionamento de abertura ou fechamento do distribuidor, que é o sinal de saída, modificando a orientação das aletas direcionais.

Com o avanço da tecnologia e da teoria de controle, os reguladores de velocidades tem passado por modernizações ao longo dos últimos anos.

Como exemplo disto pode ser consultado no Apêndice B um esquema de um regulador hidráulico-mecânico com amplificação e retroalimentação elástica.

Nos novos reguladores de velocidade, os elementos mecânicos de regulação, transmissão, amplificação e retroalimentação foram substituídos por novos componentes e sensores eletrônicos.

Na Figura 2.9 podemos observar isto, neste esquema simplificado se ilustra um regulador eletro-hidráulico moderno. Nele um controlador C recebe o sinal do transdutor de velocidade da turbina, quando aparece uma variação na velocidade de rotação em relação a uma velocidade de referência fixa, o controlador envia um sinal de comando a uma válvula proporcional, que agirá pilotando a válvula distribuidora para acionar um ou mais cilindros hidráulicos abrindo ou fechando o distribuidor. Um transdutor de posição LVDT do atuador do distribuidor envia um sinal ao controlador, permitindo realizar um controle da posição das pás do distribuidor em malha fechada.

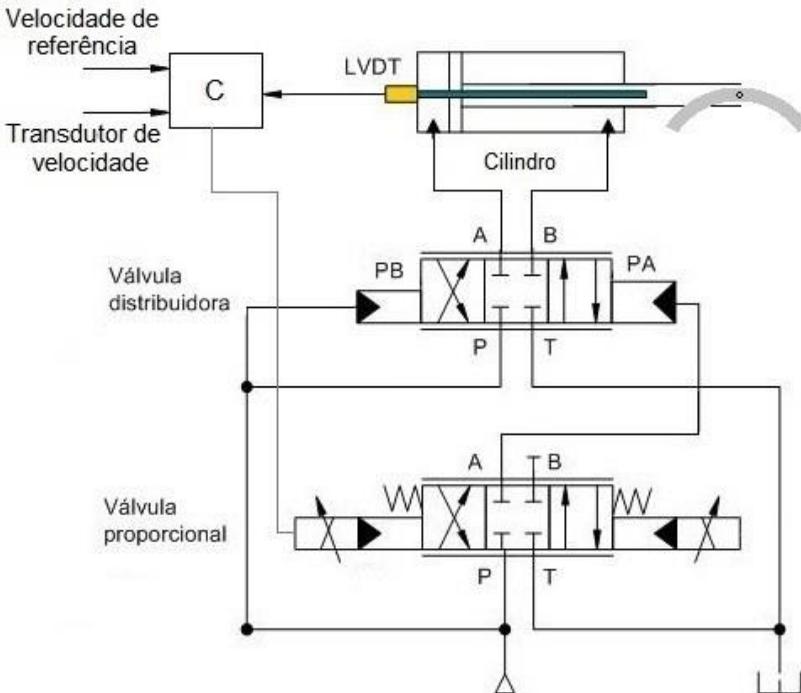


Figura 2.9 – Esquema simplificado de um regulador eletro-hidráulico moderno.

2.2 VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS

As válvulas distribuidoras são geralmente válvulas hidráulicas com quatro vias do tipo de carretel deslizante, e existem em diversos modelos e tamanhos. A válvula distribuidora (Figura 2.10) é um tipo específico das válvulas direcionais de controle contínuo.

Recebe este nome por ser a válvula que age no sistema hidráulico encarregado de posicionar as pás do distribuidor da turbina em uma configuração específica, conseguindo diferentes áreas e ângulos de passagem da água ao rotor da turbina, com o qual, é possível regular a velocidade dela.



Figura 2.10 – Válvula distribuidora. (LASHIP, 2013).

Ao aumentar as dimensões dos servomotores que atuam no distribuidor, para uma mesma pressão e velocidade, aumentam as dimensões da válvula, chegando a ter casos com diâmetros de carretel superiores aos 300 mm (MATAIX, 1975). Nesses casos, será necessária uma força elevada para o deslocamento do carretel, fato que conduz, basicamente, a pilotagem na forma hidráulica.

As válvulas distribuidoras também são usadas como válvulas de segundo estágio, sendo então controladas por outra válvula de controle contínuo.

2.2.1 Válvulas direcionais de controle contínuo.

As válvulas hidráulicas são os elementos físicos de um sistema hidráulico com a missão de controlar e limitar a energia de um fluido, que é utilizado como meio de transferência de energia.

Em um sistema hidráulico (Figura 2.11), a potência hidráulica, sob a forma de pressão e vazão, é gerada por uma Unidade de Conversão Primária (UCP), ou também conhecida como Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico (UPCH), onde a energia mecânica de entrada é convertida em energia hidráulica.

As válvulas influenciam intermediariamente a grandeza e orientação da pressão e vazão geradas pela Unidade de Potência. Os valores de referência para a limitação e controle da energia hidráulica são obtidos por entradas de sinais provenientes de uma ação externa ou por própria realimentação.

Na etapa final, a energia hidráulica é convertida novamente em energia mecânica, que por meio de atuadores hidráulicos, será utilizada apropriadamente em acionamentos mecânicos. (LINSINGEN, 2013).

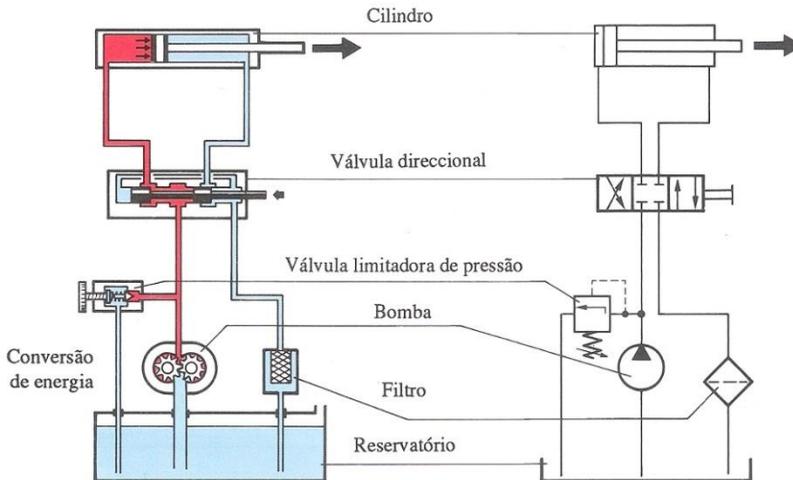


Figura 2.11 – Esquema simplificado dos componentes de um sistema hidráulico. (adaptado de GÖTZ, 1991).

Os processos de limitação e controle da energia do fluido são essencialmente dissipativos, a unidade de limitação e controle é responsável pela maior parcela de perda de energia, que é transformada em energia térmica e termina sendo transferida ao fluido e ao entorno.

O princípio de ação em que a limitação ou controle está associada à dissipação de energia, é conhecido como controle resistivo.

O controle resistivo é realizado normalmente por meio de orifícios de área fixa ou variável de diferentes geometrias. Os orifícios com variação contínua de área podem ser utilizados de forma analógica, estabelecendo uma relação de proporcionalidade com um dos parâmetros a ser controlado ou limitado.

O controle resistivo é particularmente recomendado para o controle de precisão onde são requeridas respostas rápidas. Os orifícios de área variável são constituídos de um orifício e de um obturador responsável pelo estabelecimento do valor da área da restrição. Os obturadores possuem geometrias e características próprias para diferentes válvulas, podendo ser elementos deslizantes ou de assento.

Nas válvulas direcionais, o elemento mais comumente empregado como obturador móvel é um carretel cilíndrico escalonado, que desliza no interior de um corpo contendo furos ou rebaiços circunferenciais usinados conectados a pórticos, como se ilustra na Figura 2.12 (a). (LINSINGEN, 2013).

Nas válvulas distribuidoras, devido às dimensões maiores e por razões construtivas, o carretel cilíndrico desliza no interior de uma camisa perfurada que conecta os furos com as cavidades correspondentes internas dos pórticos da válvula (Figura 2.12 b).

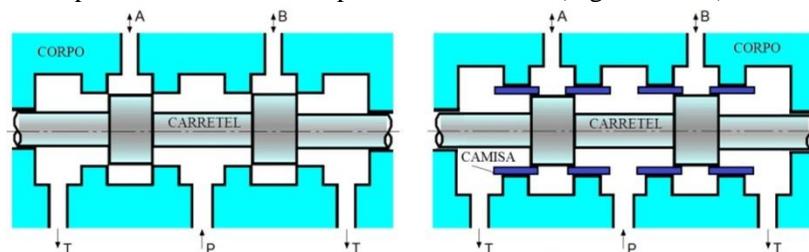


Figura 2.12 – Esquema interno de uma válvula direcional de quatro vias com carretel deslizante: (a) corpo e carretel, (b) corpo, camisa e carretel. (adaptado de FERRONATTO, 2011).

Cada posição assumida pelo carretel em relação às câmaras de acesso determina as direções do escoamento, cada posição do carretel estabelece ligações entre as vias da válvula, isto é P-A e B-T ou P-B e

A-T, como pode ser observado na Figura 2.12, onde A e B pórticos da válvula para o acionamento hidráulico, P pórtico de ingresso do fluido com pressão de suprimento e T pórtico de retorno para o reservatório.

Segundo Merrit (1967), as válvulas com carretel deslizante podem ser classificadas segundo: a) pelo número de vias de escoamento, que entram e saem da válvula, b) pelo número de ressaltos do carretel, e c) pelo tipo de centro quando o carretel da válvula está na posição neutra.

O autor acrescenta ainda que todas as válvulas precisam de uma via de suprimento, uma de retorno e pelo menos uma via para o acionamento hidráulico. Esta situação conduz a que a maioria das válvulas sejam pelo menos de três ou quatro vias. Embora existam válvulas de duas vias, estas não oferecem uma via de retorno.

O carretel pode assumir teoricamente infinitas posições entre o fechamento e a abertura totais, o que confere um caráter de continuidade, também pode se movimentar com deslocamento ou velocidade controlada, o que implica utilizar o orifício formado como elemento de controle proporcional.

Para um determinado deslocamento do carretel, ter-se-á um valor correspondente da área do orifício formado, o que corresponderá a um valor proporcional de vazão, como será deduzido mais adiante, desde que a diferença de pressão entre os pórticos permaneça constante.

Esta possibilidade teórica descrita anteriormente é a base do controle proporcional hidráulico, porque permite associar de maneira proporcional uma grandeza controlável de entrada (o deslocamento do carretel), e em consequência a área de um orifício de controle, com uma grandeza hidráulica de saída, como vazão ou pressão.

Com o apresentado até aqui, resumidamente, as válvulas com carretel deslizante podem ser utilizadas para funções de controle resistivo conjuntas, como caracterizar um controlador proporcional de vazão e/ou de pressão, e ao mesmo tempo podem possuir uma função direcional.

O acionamento do carretel das válvulas direcionais pode ser realizado de diferentes formas: a) por acionamento direto manual através de alavanca, b) por acionamento mecânico através de rolete, botão giratório ou pressão-piloto, c) por acionamento eletromecânico direto através de um solenoide de corrente contínua ou alternada. (LINSINGEN, 2013).

A denominação *válvula de controle contínuo* é extraída da norma ISO 5598:2008(E/F) (ISO, 2008) a qual define como “válvula que controla o fluxo de energia de um sistema em um modo contínuo

em resposta a um sinal contínuo de entrada.” Esta engloba todos os tipos de válvulas de controle proporcional, servoválvulas e válvulas proporcionais. (Adaptado de DE NEGRI, 2001).

2.2.2 Características inerentes da válvula com carretel deslizante.

Como foi apresentado anteriormente, as válvulas distribuidoras são basicamente válvulas com carretel deslizante, por isso, a seguir serão apresentadas algumas características próprias deste tipo de configuração de válvulas.

Folga radial.

Por suas características construtivas, as válvulas direcionais com carretel deslizante não possuem vedação total contra vazamentos internos entre regiões com pressões distintas. O movimento relativo entre obturador e o corpo ou camisa implica a existência de folgas.

Para que não apresentasse vazamentos, a folga radial da válvula deveria ser nula, o que é impraticável, por razões de fabricação e para manter um nível de atrito mínimo.

A presença da folga ajuda também para que exista a possibilidade de lubrificação entre os elementos com movimento relativo. Em contrapartida, além do vazamento interno, a folga possibilita a ocorrência de travamento do carretel por desequilíbrio de pressão ou por partículas sólidas contaminantes presentes no fluido. (LINSINGEN, 2013).

A Figura 2.13 ilustra um esquema onde se manifesta a localização da folga radial dentro da válvula.

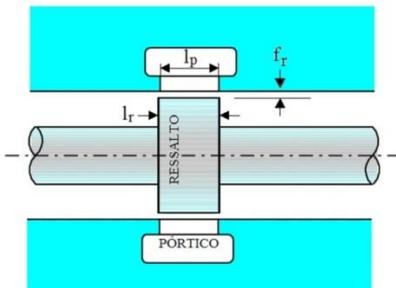


Figura 2.13 – Esquema ilustrando a relação entre o carretel e o corpo da válvula, f_r : folga radial; l_p : largura do pórtico e l_r : largura do ressalto do carretel. (adaptado de DE NEGRI, 2001).

Cantos arredondados.

Por mais sofisticados que sejam os processos de fabricação atuais, por mais que se tenha conseguido notáveis melhoras na usinagem, mesmo fazendo um acabamento superficial por lapidação, os cantos dos ressaltos e dos pórticos ficam com um pequeno raio de arredondamento, como é ilustrado na Figura 2.14.

Segundo Linsingen (2013), é possível hoje conseguir raios em torno dos 3 μm . Ainda com valores de arredondamento reduzidos, e considerando a folga radial necessária, o arredondamento dos cantos é um fator que contribui para aumentar o vazamento interno da válvula.

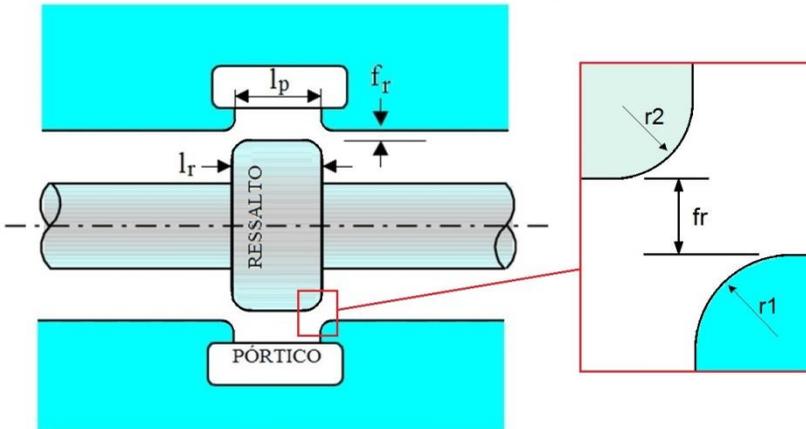


Figura 2.14 – Esquema detalhando o arredondamento dos cantos vivos tanto no pórtico do corpo ou camisa (r_1) da válvula e no ressaltos do carretel (r_2).

Sobreposição.

A sobreposição é a diferença que existe entre a largura do ressaltos do carretel (l_r) e a largura do pórtico (l_p) da camisa ou corpo da válvula, como pode ser observado na Figura 2.13 e na Figura 2.14.

Uma característica importante nas válvulas de controle é o uso de uma geometria de configuração crítica, ou seja, uma relação entre ressaltos do carretel e pórticos do corpo da válvula, tal que um pequeno movimento infinitesimal do carretel promova a ligação entre as vias. Isto significa a existência de uma posição, na qual as vias estão fechadas de forma crítica, na iminência de abrir.

Segundo Linsingen (2013) esta característica da válvula gera a existência de três tipos de centros, quando o carretel está na posição de fechamento das vias. As válvulas de:

- **Centro fechado ou supercrítico**, quando a largura do ressalto do carretel é maior que a largura do pórtico do corpo da válvula.
- **Centro crítico**, quando a largura do ressalto do carretel é igual a largura do pórtico da válvula e,
- **Centro aberto ou subcrítico**, quando a largura do ressalto do carretel é menor que a largura do pórtico.

Isto pode ser observado no seguinte gráfico como é ilustrado na Figura 2.15.

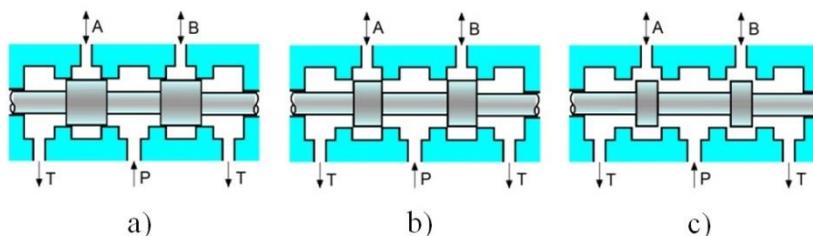


Figura 2.15 – Três tipos de configurações de centro de válvula: a) centro fechado ou supercrítico; b) centro crítico e c) centro aberto ou subcrítico. (adaptado de DO CARMO, 2003).

As válvulas de controle devem ser simétricas, a abertura e o fechamento das vias devem ocorrer em forma simultânea, de modo que as áreas e os ganhos de áreas sejam iguais nos orifícios. O ideal para estas válvulas é o centro crítico, pois permitiria obter ganhos lineares de vazão, melhorando a controlabilidade de sistemas. Os outros tipos de centros, supercrítico e subcrítico representariam afastamentos da situação ideal, gerando ganhos de vazão não lineares quando o carretel se situa na posição neutra para fechar os orifícios dos pórticos.

Uma válvula de carretel com centro crítico constitui uma idealização, devido a que como foi apresentado, a presença de folga radial e os cantos arredondados deixam um espaço para provocar vazamentos decorrentes da diferença de pressão. Por esta razão, costuma-se aumentar a largura do ressalto do carretel em relação ao pórtico para compensar as folgas e tentar reproduzir uma configuração de centro crítico.

Este procedimento produz uma sobreposição, que ante um sinal de entrada manifesta um certo atraso na resposta (LINSINGEN, 2013).

Merrit (1967) acrescenta que é melhor definir um tipo de centro de válvula em relação à sobreposição considerando a forma do ganho da vazão perto da posição central, do que observando as considerações geométricas.

Isto pode ser observado na Figura 2.16, onde é ilustrado o ganho da vazão para os três tipos de centro de válvulas antes mencionados.

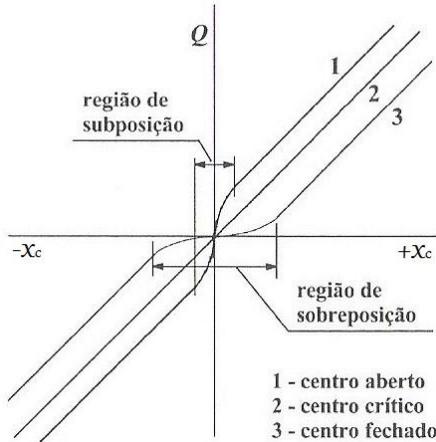


Figura 2.16 – Três tipos de configurações de centro de válvula, considerando o ganho da vazão. (adaptado de MERRIT, 1967).

Ganho de pressão.

O ganho de pressão de uma válvula (Kp) é a variação de pressão que experimenta a via de trabalho devido a um deslocamento infinitesimal do carretel em um determinado ponto específico. Isto fica representado na inclinação da curva de pressão versus o deslocamento do carretel, como fica ilustrado na Figura 2.17. Comumente, o sinal de entrada para acionar a válvula é utilizado para representar o deslocamento do carretel, podendo ser tensão ou corrente de controle, ou mesmo o valor do deslocamento.

Merrit (1967) destaca que esta característica reflete o grau de sensibilidade de pressão da válvula para deslocamentos infinitesimais do carretel. Esta sensibilidade fica principalmente exposta nos pontos pertos de aberturas infinitesimais, pelo qual a folga radial, arredondamento de cantos e sobreposições são fatores que vão influenciar esta característica.

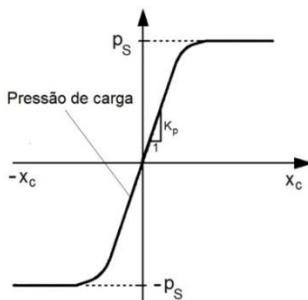


Figura 2.17 – Curva ideal do ganho da pressão. (adaptado de MERRIT, 1967).

Vazamento interno.

A presença da folga radial existente entre o carretel e o corpo ou camisa da válvula propicia o espaço suficiente, para que entre regiões com distintas pressões aconteça um vazamento interno. Isto significa que o vazamento interno é uma migração do fluido com potência hidráulica por um caminho distinto do desejado. Colocando atenção em termos da utilização energética, o fluido hidráulico destinado a um acionamento num atuador em particular termina evadindo sua função e percorre sua travessia de volta ao reservatório, sem ter transmitido em forma útil sua potência hidráulica.

As particularidades geométricas das válvulas carretel, tais como folga radial, cantos arredondados e sobreposição têm fortes influências no vazamento interno. Isto fica claramente evidenciado para o caso da sobreposição na curva de vazamento interno, como é ilustrado na Figura 2.18, onde na região de posição neutra do carretel acontece o maior nível de vazamento.

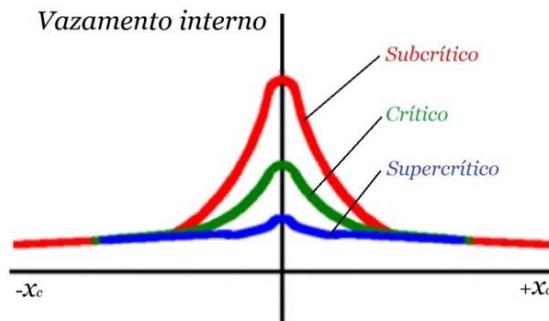


Figura 2.18 – Vazamento interno da válvula para diferentes tipos de sobreposição. (adaptado de OHTAGURO, 2004).

Zona morta.

A zona morta aparece como consequência da existência de uma sobreposição entre o ressalto do carretel e o pórtico do corpo da válvula. Pois, na configuração supercrítica existe uma pequena faixa de pontos onde o carretel pode se situar deixando os pórticos fechados. Dentro desta faixa, deslocamentos infinitesimais do carretel não ocasionam uma abertura dos orifícios dos pórticos. Pelo qual ante um sinal de entrada (deslocamento do carretel da válvula dentro da zona morta), a resposta não se traduz numa ação de abertura de orifícios com consequente vazamento.

Neste cenário, aparece uma relação de compromisso, pois é preciso conciliar a relação que existe entre folga radial e sobreposição para encontrar a configuração apropriada para reduzir o vazamento interno e não perder a linearidade do ganho da vazão pela zona morta.

Para fins práticos Johnson (1995), delimita a zona morta como aquela região onde o vazamento é menor que o 1% da vazão nominal da válvula. A Figura 2.19 proporciona uma ilustração para visualizar melhor isto.

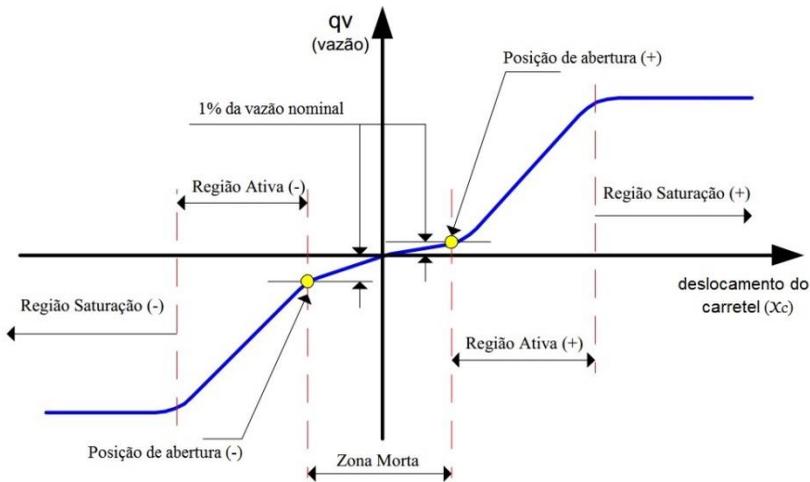


Figura 2.19 – Zona morta em uma válvula. (adaptado de FURST, 2001).

2.3 DETECÇÃO E DIAGNÓSTICO DE FALHAS

Considere-se um determinado processo P , como ilustrado na Figura 2.20, onde os sinais de entrada $U(t)$ e saída $Y(t)$ possam ser medidos. Uma falha $F(t)$, conforme Isermann (2006) pode aparecer devido a causas externas F_e , ocasionadas basicamente por influências ambientais do entorno, como por exemplo: umidade, poeira, agentes químicos, radiações, alta temperatura, agentes de corrosão, etc., assim como por causas internas F_i , como perda de lubrificação, conduzindo a ter um maior atrito e/ou desgaste, superaquecimentos, vazamentos, curto circuitos etc.

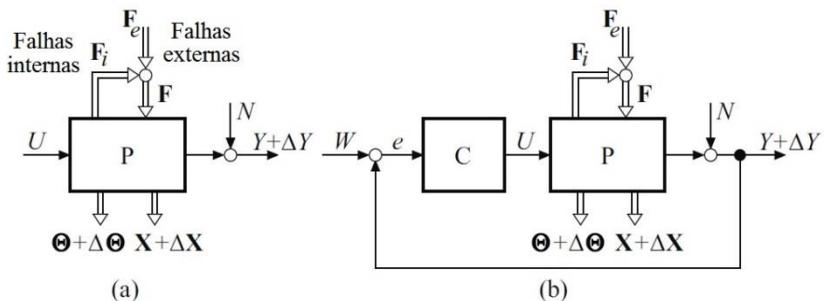


Figura 2.20 – Processo influenciado por falhas: (a) em malha aberta e (b) em malha fechada. (adaptado de ISERMANN, 2006).

As falhas podem afetar os parâmetros internos do processo Θ , representados mediante $\Delta\Theta(t)$, como por exemplo, alterações em resistências, capacitâncias, rigidez, geometrias, etc. E afetar as variáveis de estado internas do processo $\mathbf{x}(t)$, representados por $\Delta\mathbf{x}(t)$, como alterações em vazões mássicas ou volumétricas, correntes elétricas, temperaturas, pressões, etc., que muitas vezes são de difícil medição.

Segundo o tipo e o comportamento dinâmico do processo, as falhas influenciam as saídas $Y(t)$ mediante $\Delta Y(t)$, as quais podem ser medidas por diferentes instrumentos de medição. Também devem ser consideradas as perturbações naturais do processo e ruídos $N(t)$.

Para um processo que opera em malha aberta como na Figura 2.20 (a), uma falha remanescente $f(t)$, gera geralmente um desvio permanente $\Delta Y(t)$, como é ilustrado na Figura 2.21 (a). No caso de um processo que opera em uma malha fechada com um controlador C , conforme Figura 2.20 (b), o comportamento muda. Dependendo de como tenham ocorrido as alterações dos parâmetros ou das variáveis de

estado, a saída mostra pouco desvio ou tende a sumir se é utilizado um controlador com ganho integral (PI). Mas, em contrapartida, a variável de entrada sofre um desvio permanente $\Delta U(t)$, por motivo da ação do controle. Figura 2.21 (b).

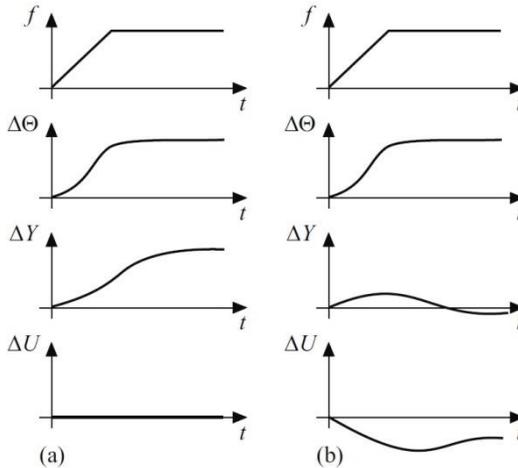


Figura 2.21 – Comportamento de uma alteração de parâmetro $\Delta\Theta$, e medições das entradas $U(t)$ e saídas $Y(t)$ frente a uma falha f : (a) em malha aberta e (b) em malha fechada. (ISERMANN, 2006).

A malha fechada do processo tem a capacidade de controlar não somente as variáveis próprias de controle, se não também de compensar as perturbações de ruídos $N(t)$, as alterações de parâmetros $\Delta\Theta(t)$ e as mudanças de estados $\Delta\mathbf{x}(t)$ vinculados em relação às mesmas variáveis de controle $Y(t)$. O que significa que a falha $\mathbf{F}(t)$ também pode ser compensada pela malha fechada.

Se somente a variável de saída $Y(t)$ é supervisionada, a falha pode não ser detectada, salvo casos, onde a falha tenha crescido significativamente e a variável de controle atinja valores de saturação, levando a um desvio permanente de $\Delta Y(t)$. (ISERMANN, 2006).

2.3.1 Supervisão de processos técnicos.

A supervisão de diferentes processos em condições normais ou de controle de qualidade na manufatura de produtos é basicamente realizada utilizando limites de tolerância, de algumas variáveis de saída

do processo $Y(t)$, como pressão, níveis de líquidos, velocidades, temperaturas, etc.,

Segundo Isermann (2006) é possível agrupar em três métodos diferenciado a supervisão dos processos técnicos.

I) Monitoramento: As variáveis de saída do processo $Y(t)$ são checadas para verificar se os valores estão dentro da zona de tolerância $Y_{\min} < Y(t) < Y_{\max}$. Um alarme é gerado para um operador se os valores excedem a zona, quem deve adotar as ações de contenção do evento, Figura 2.22.

II) Proteção automática: Nos casos onde os excessos dos valores limites signifiquem uma situação de perigo para o processo, a contenção deve ser iniciada automaticamente. O processo é levado a uma situação de estado seguro, que geralmente é uma parada de emergência. Figura 2.22.

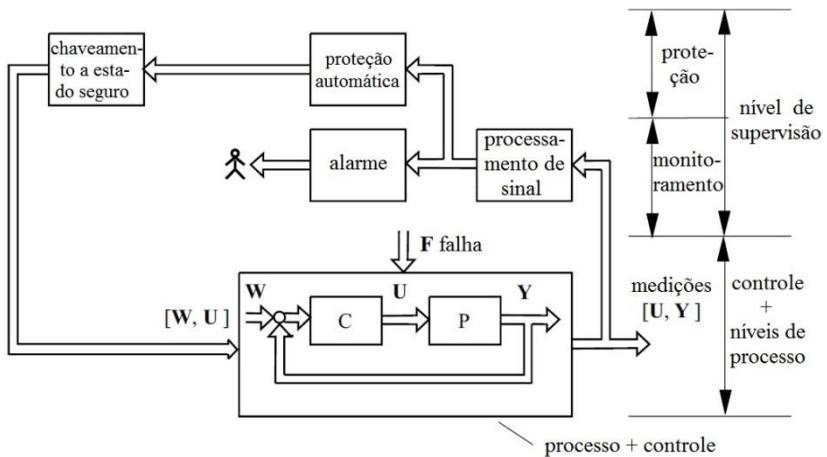


Figura 2.22 – Monitoramento e proteção automática de um processo. (adaptado de ISERMANN, 2006).

Para definir as tolerâncias, ou seja, os limites aceitáveis dos desvios $\Delta Y(t)$, é preciso estabelecer relações de compromisso entre o tamanho de detecção de um desvio anormal e as normais flutuações que sofrem as variáveis do processo, para não gerar falsos alarmes.

Para este fim, podem ser adotados limites estáticos ou dinâmicos segundo seja a natureza do processo, conforme é ilustrado na Figura 2.23.

Os limites estáticos são utilizados frequentemente em processos que operam em estados estacionários ou em casos onde a variável de monitoramento não dependa do ponto de operação.

Nos casos quando a variável de monitoramento muda dinamicamente pelas características do processo, são preferíveis os limites dinâmicos.

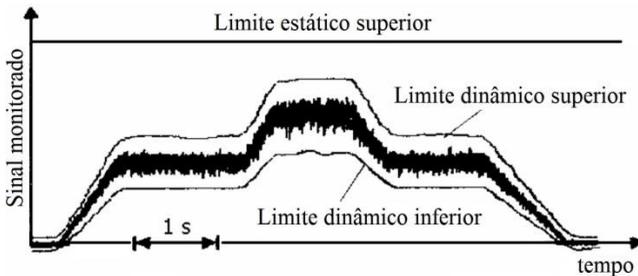


Figura 2.23 – Limites estáticos e dinâmicos de um sinal monitorado. (adaptado de SOUZA, 2004).

As vantagens dos limites estáticos são a simplicidade e confiabilidade para situações de estados estacionários, mas, em contrapartida, só é possível ser alertado de uma falha depois de um desvio relativamente significativo de uma característica do processo.

Para processos de grande escala, complexos e com muitas variáveis monitoradas com seus respectivos valores de tolerância, a supervisão enfrenta maiores desafios. Se a isto é somada a possibilidade da ocorrência de um evento severo de falhas no processo que envolva muitas variáveis, em um lapso muito reduzido de tempo, muitos alarmes podem ser ativados. Ficando o operador em uma situação de sobrecarga para poder enfrentar a contenção e encontrar as causas das falhas.

Estas realidades levaram a necessidade de projetar métodos de supervisão mais avançados, que pudessem realizar detecções de falhas e seus diagnósticos. Visando detectar em forma precoce pequenos desvios que surjam em forma gradual ou abrupta e a origem deles. Como assim também poder realizar detecções em malhas fechadas e em processos em estado transiente.

Graças aos avanços na área tecnológica, o resultado do novo enfoque conduziu ao seguinte método de supervisão.

III) Supervisão com diagnóstico de falha: O objetivo da detecção de falha e diagnóstico precoce é ter o tempo suficiente para realizar as ações de contenção, e outras operações como reconfiguração, manutenção planejada e/ou reparações.

Para conseguir este propósito a intenção é de gerar maior informação a respeito do processo, utilizando todos os valores das medições de grandezas disponíveis, como os valores de saída $Y(t)$, os de entrada $U(t)$ e os valores acessíveis das variáveis de estado $\mathbf{x}(t)$, e vincular eles sob a forma de um modelo físico-matemático do processo.

Desta forma, as alterações nos sinais de saída $\Delta Y(t)$, que não sejam causados pelas falhas, mas gerados pelos sinais de entrada $\Delta U(t)$, são automaticamente levados em conta pelo modelo. Esta característica permite obter uma maior sensibilidade para a detecção de eventos anormais.

Então, as mudanças do comportamento estático e dinâmico do processo causadas pelas falhas podem ser utilizadas como uma fonte importante de informação para o diagnóstico.

Na Figura 2.24 é ilustrado um esquema de supervisão com diagnóstico de falha, em conjunto com o método clássico de monitoramento e proteção automática. O método pode ser explicado nos seguintes passos conforme Isermann (2006):

- (a) *Geração de características.* São geradas características por processamento especiais de sinais, estimação de estados, identificação e estimação de parâmetros ou relações de paridade;
- (b) *Detecção de falha e geração de sintomas;*
- (c) *Diagnóstico de falha.* É realizado utilizando sintomas analíticos e heurísticos em relação às falhas, por métodos de classificação ou métodos de raciocínio mediante árvores falha-sintoma. O objetivo é determinar a classe, tamanho e localização da falha;
- (d) *Avaliação da falha.* É classificada a falha em relação a diferentes classes de perigos;
- (e) *Decisões.* Dependendo da classe de perigo e o possível grau de risco, são planejadas ações de contenção. Podendo ser realizadas em forma automática ou por um operador qualificado.

2.3.2 Modelos de falhas.

Uma falha é definida como um desvio não permitido de uma característica determinada de um processo de sua condição usual. Podendo ser esta característica alguma quantidade física, como variáveis de estado, parâmetros internos, entradas e saídas do processo. Portanto, a falha aparece como uma alteração dos valores medidos das características. Estas alterações segundo Isermann (2006) podem surgir sob algumas das seguintes formas, como ilustrados na Figura 2.25:

- (a) Falha abrupta (degrau);
- (b) Falha incipiente (gradual);
- (c) Falha intermitente (com interrupções).

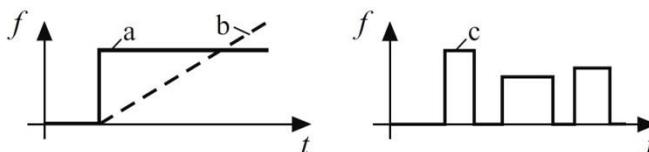


Figura 2.25 – Modelos de falhas, (a) abrupta; (b) incipiente e (c) intermitente. (adaptado de ISERMANN, 2006).

2.3.3 Métodos de detecção e diagnóstico de falhas.

A variada literatura existente sobre a detecção e diagnóstico de falhas oferece uma ampla visão e enfoque sobre o assunto. Segundo a perspectiva de cada autor, a relevância de determinados aspectos é colocada em maior ou menor medida.

Conforme Isermann (1997), a detecção de falhas pode ser realizada mediante:

- (a) *Geração de sintomas analíticos*: O conhecimento analítico do processo é utilizado para produzir informação analítica quantificável.

São gerados valores característicos mediante o processamento das medições das variáveis do processo. Estes valores característicos provêm de:

- (i) - Verificação de valor limite, provenientes de medições diretas de sinais, quando é excedida a tolerância.

(ii) - Análise de sinal, com medições diretas e mediante a utilização de um adequado processamento de modelos de sinais, como funções de correlação, espectro de frequência, valores característicos de amplitudes, variâncias, tendências, etc.

(iii) Análise de processo, pela utilização de modelos matemáticos, com métodos de estimação de parâmetros, estimação de estados e equações de paridade (“Parity equations”).

Estas características são comparadas com as características normais do processo livre de falha. Os desvios excedidos da tolerância são considerados sintomas analíticos.

- (b) *Geração de sintomas heurísticos*: Os sintomas podem ser produzidos utilizando a informação qualitativa dos operários do processo.

A observação e inspeção dos operários são uma fonte para a geração de valores característicos heurísticos, apresentados como ruídos, vibrações, desgastes, cores especiais, etc. Também o histórico da manutenção realizada, reparações, falhas anteriores e informação estatística são fontes heurísticas para a geração de sintomas.

O diagnóstico de falha consiste em determinar o tipo, tamanho e localização da falha, como assim também quando foi detectada, pela observação de sintomas analíticos e/ou heurísticos. Podendo ser realizada utilizando métodos de classificação, ou métodos de estratégias de raciocínio.

Segundo Venkatasubramanian (2003), um sistema de diagnóstico de falhas deve reunir determinados aspectos desejáveis, como ser: rápida detecção e diagnóstico, capacidade para isolar a falha e para identificar várias falhas, robusto, adaptável e de fácil compreensão entre outros aspectos.

Vachtsevanos (2006) acrescenta que, além das técnicas de diagnóstico de falhas as técnicas de prognóstico estão impactando significativamente nas práticas da manutenção. Enquanto o diagnóstico de falha utiliza os eventos de detecção como início do processo de classificação da falha, o prognóstico prevê a vida útil restante, ou seja, o tempo de operação entre a detecção e um nível inaceitável de degradação.

2.3.4 Detecção de falhas baseado em modelos segundo o método de equações de paridade (“Parity Equation”).

Conforme Ding (2008), a detecção e diagnóstico de falhas baseado em modelos provêm da ideia intuitiva de substituir um componente físico redundante por um modelo do componente do processo, o qual é implementado como um software por um computador. O diagnóstico de falhas baseado na redundância de hardware, utilizado anos atrás, consistia na reconstrução idêntica por duplicado dos componentes do processo. A falha era detectada se a saída de um componente do processo era diferente da saída da respectiva redundância do componente, como pode ser visualizado na Figura 2.26.

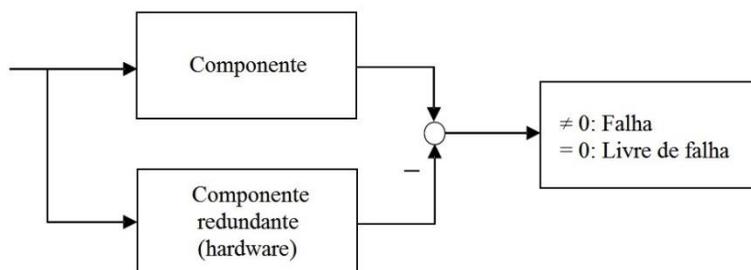


Figura 2.26 – Esquema de um sistema de detecção de falha com redundância de componente. (adaptado de DING, 2008).

O autor acrescenta que nos anos da década de 1970, com o surgimento do computador, o avanço da informática e a teoria de controle, estimularam fortemente o desenvolvimento das técnicas de detecção e diagnóstico de falhas baseados em modelos.

Hoje, estes sistemas, estão integrados em sistemas de controle de veículos, robôs, sistemas de transporte, processos de manufatura, sistemas de controle de processos entre outros.

Os sistemas de detecção e diagnóstico de falhas baseado em modelos têm a característica comum e explícita de utilizar um modelo na forma de um algoritmo o qual processa dados que são adquiridos on-line.

Não necessariamente a obtenção do modelo para a detecção de falhas é o modelo do processo segundo as leis físicas que representam os fenômenos envolvidos, se não, muitas vezes são modelos matemáticos que processam algumas variáveis representativas de interesse. Devido a

que em muitos casos a representação dos processos por modelos físico-matemáticos são de difícil obtenção.

A diferença que existe entre os diferentes métodos encontra-se na forma em que o modelo do processo é adaptado e como é aplicado o algoritmo.

O método de equações de paridade (“Parity equations”) ou também chamado de espaço de paridade (“Parity space”) tem a característica de que o modelo utilizado para a detecção é um modelo fixo representativo da dinâmica físico-matemática do processo e funciona em paralelo junto com o processo.

Está baseado na ideia de substituição de um componente redundante, como ilustrado na Figura 2.27. Segundo Ding (2008), o modelo ou método também pode ser conhecido como redundância de software ou redundância analítica.

Dado que o modelo recebe a mesma informação de entrada que o processo, é de se esperar que tanto as variáveis de saída (ou variáveis intermediárias) do modelo quanto do processo sejam coincidentes quando a operação esteja livre de falhas. E manifeste um desvio evidente pela presença de uma falha.

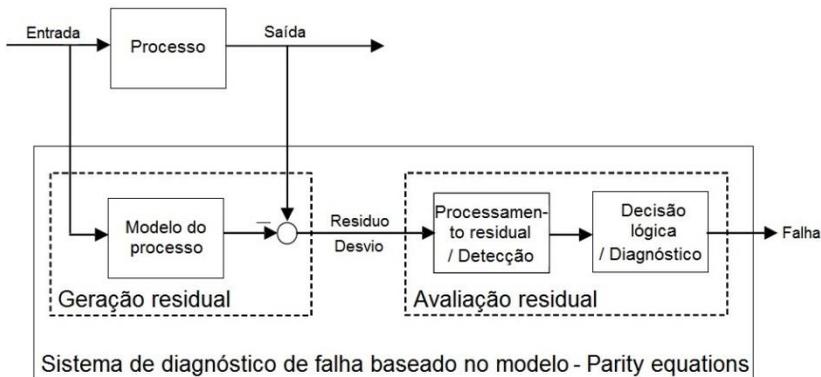


Figura 2.27 – Esquema de um sistema de detecção e diagnóstico de falhas baseado no modelo, segundo o método de equações de paridade (Parity Equations). (adaptado de DING, 2008).

Para obter maior informação dos outros métodos de detecção de falhas baseados em modelos, segundo os métodos de estimação de estados com técnicas de observadores e/ou estimação de parâmetros consultar as bibliografias de Isermann (2006) e Ding (2008).

2.4 PROBLEMAS EM VÁLVULAS HIDRÁULICAS

Conforme Merrit (1967) a contaminação do fluido de trabalho é a responsável pela maioria dos problemas nos sistemas hidráulicos. A contaminação consiste basicamente na presença de partículas de matéria estranhas no fluido.

A contaminação em válvulas ocasiona o aumento do atrito entre o carretel e a camisa, a erosão das arestas ou cantos dos orifícios principais da camisa, a adesão do carretel, maior acúmulo de partículas retidas em zonas de baixa ou nula vazão, entre outros inconvenientes.

Contaminantes abrasivos como areia, partículas metálicas e resíduos de compostos para lapidação promovem o desgaste das superfícies aumentando a folga anular e conseqüentemente o vazamento interno, como assim também possibilitando desalinhamentos do carretel.

A contaminação em geral, resulta em uma degradação lenta da eficiência total do sistema hidráulico, atingindo cada componente.

Os contaminantes também podem ser gerados dentro do mesmo sistema hidráulico, como as pequenas partículas metálicas provenientes do desgaste normal dos componentes, como bombas e motores. Partículas de elastômeros provenientes do desgaste de selos de vedação, ou das linhas de dutos flexíveis. Partículas não detidas e/ou derramadas pelo meio filtrante.

A limpeza incorreta ou manuseio descuidado dos componentes do sistema hidráulico durante a manutenção pode ser uma fonte significativa de contaminação indesejada, podendo contribuir com fibras têxteis de roupas ou panos, pó ou fragmentos de usinagem. As partículas transportadas pelo ar também podem ingressar no sistema como contaminante.

Segundo Fitch (1988), para preservar a integridade dos sistemas hidráulicos é indispensável ter um controle da contaminação do fluido utilizado, da mesma forma como é controlada a temperatura e pressão de trabalho.

O autor acrescenta que os contaminantes são qualquer tipo de influências indesejadas que tem a capacidade de destruir ou danificar a integridade de um sistema, e pode aparecer na forma de partículas de matérias ou na forma de energias.

Estas partículas de matérias contaminantes podem estar na fase sólida, líquida ou de gás, estar em forma livre, em dissolução e/ou emulsão, ser inertes, catalíticas ou reativas, orgânicas ou inorgânicas, deformáveis ou rígidas, estáticas ou em movimento, podendo degradar-se e/ou deteriorar-se.

A contaminação sob a forma de energia pode ser transitória ou estar armazenada no sistema, e pode agir em forma independente ou combinada com as partículas de matérias criando situações mais favoráveis para a danificação do sistema. Esta contaminação pode ser na forma de energia térmica, mecânica, química, elétrica, magnética e radiante.

As partículas contaminantes são uma ameaça, e quando conseguem entrar no fluido do sistema hidráulico podem produzir efeitos adversos, os quais são agrupados nas seguintes vias de ação.

- Degradação das superfícies em contato com o fluido do sistema.
- Interferência nos movimentos das superfícies ou do fluido.
- Servindo como núcleos de catálises para a danificação do sistema.

Fitch (1988) coloca que deve ser identificado o modo em que mais provavelmente se gere um dano ou falha durante a operação do sistema hidráulico. Para isso devem ser consideradas as distintas formas de falhas, desde os pontos de vista físico-químicos e mecânico.

Os modos de falhas mecânicos podem ser divididos em três grupos:

- **Falhas estruturais.** Falhas de fratura e distorção.
- **Falhas de desgastes ou tribológicas.** Falhas de degradação das superfícies.
- **Falhas de movimento ou travamento.** Falhas que impedem ou dificultam o movimento (“hydraulic lock”).

Neste trabalho serão consideradas as falhas pertencentes ao segundo e terceiro grupo.

Falhas de desgaste ou tribológicas: O desgaste ocorre quando a tensão de resistência da superfície do material é ultrapassada por algum meio. O desgaste se caracteriza pela atuação contínua da degradação. De acordo com o objeto que ocasione o desgaste podemos agrupar em:

- *Desgaste de superfície a superfície:* Neste caso estão envolvidos os fenômenos de abrasão, adesão, fadiga de superfície, delaminação (“delamination”) e diferença de asperezas (“fretting”).

- *Desgaste de fluido a superfície:* Aparecem fenômenos como erosão, cavitação, corrosão, fragilização por hidrogênio e “eletrocinética”.

Falhas de movimento ou travamento: Aparecem como consequência de alguma forma de impedimento do movimento ou dificultando o mesmo. Segundo Fitch (1988), existem oito formas de modos de falhas de movimento nos sistemas hidráulicos de controle. Podendo ser travamentos mecânicos, por partículas contaminantes, obliteração, viscoso, hidráulico, de escoamento, térmico e magnético.

- *Travamento mecânico:* Aparece como uma interferência causada quando algumas partes mecânicas sofrem distorção, reduzindo a folga entre os elementos em movimento.
- *Travamento por partícula contaminante:* É ocasionado pela presença de partículas sólidas de matéria e/ou fibras. Podem acontecer três casos básicos, como ilustrados na Figura 2.28:

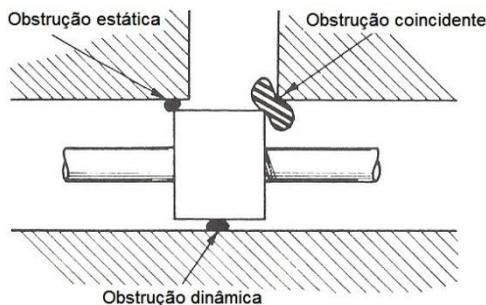


Figura 2.28 – Três tipos básicos de obstrução por partícula sólida contaminante. (adaptado de FITCH, 1988).

- a) **Obstrução estática:** Acontece quando as partículas ficam “pressas” especialmente em situações onde os fios dos cantos estão chanfrados, como ilustra em detalhe a Figura 2.29.

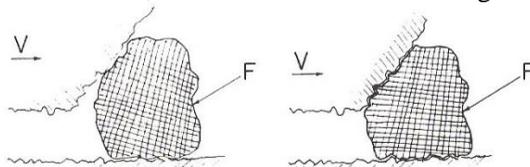


Figura 2.29 – Obstrução estática causada por um canto chanfrado. (adaptado de FITCH, 1988).

- b) **Obstrução dinâmica:** Acontece quando as partículas possuem diâmetros menores que a folga e conseguem ingressar no espaço entre as superfícies, como é ilustrado na Figura 2.30.

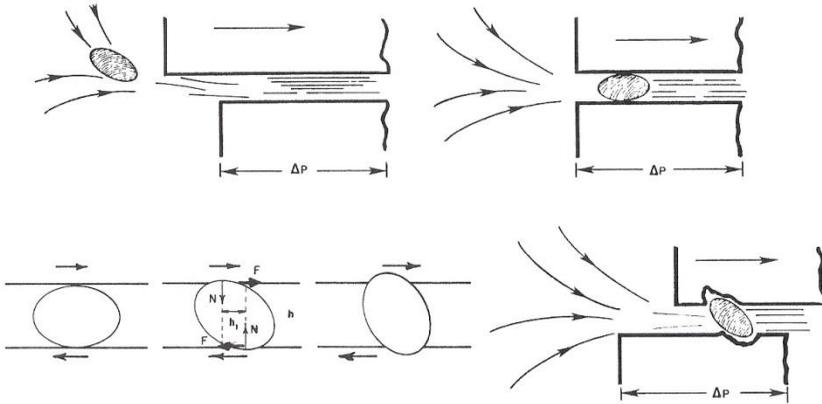


Figura 2.30 – Obstrução dinâmica. (adaptado de FITCH, 1988).

- c) **Obstrução coincidente:** Acontece quando uma ou um conjunto de partículas coincidem no momento de fechamento de um orifício com área variável, produzindo um efeito de cisalhamento.
- *Obliteração:* Ocorre quando distintas partículas com cargas polares se acumulam no fluido e são atraídas pelas superfícies por onde o fluido escoia, criando uma espécie de membrana.
 - *Travamento viscoso:* É induzido por um aumento na viscosidade do fluido de trabalho.
 - *Travamento hidráulico:* Acontece especialmente nos carretéis das válvulas quando existe uma desigual distribuição do fluido ao redor da folga radial. Nesta situação aparece um gradiente circunferencial de pressão nos ressalto do carretel gerando uma força lateral. Pode acontecer por obstrução dos entalhes “grooves” dos ressalto do carretel, como é ilustrado na Figura 2.31. Por variações divergentes da folga radial no sentido axial do carretel, sob uma forma cônica do ressalto do carretel. Ou por desalinhamentos do carretel.



Figura 2.31 – Travamento hidráulico por obstrução dos entalhes dos ressaltos do carretel. (Adaptado de EPT, 2013).

- *Travamento de escoamento:* Acontece devido a uma força induzida pelo escoamento de um fluido como resultado de um cambio de direção do escoamento ou por um cambio da vazão no tempo.
- *Travamento térmico:* Acontece pela ação de um gradiente térmico podendo modificar as dimensões da geometria por contração ou expansão.
- *Travamento magnético:* É uma falha no movimento induzido por um campo magnético.

Para maior informação para cada um dos diferentes modos e mecanismos de falhas nos sistemas hidráulicos consultar na bibliografia de Fitch (1988).

3 MODELAGEM DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA COM CARRETEL DESLIZANTE.

3.1 INTRODUÇÃO

Uma das formas de conseguir descrever o comportamento de diferentes fenômenos físicos é através da elaboração de modelos, e para enfrentar este desafio, a matemática vem ao auxílio como uma formidável ferramenta. A construção de modelos começa por analisar que parâmetros têm um papel principal no decorrer dos acontecimentos, isto leva a que, segundo a consideração de distintas perspectivas e finalidades, possam ser obtidos diferentes modelos para descrever um mesmo fenômeno físico.

Os modelos podem ser simples ou complexos, isto obedece ao nível de interesse em querer descrever os fenômenos. Porém, por mais complexa que seja a modelagem, todo modelo é uma representação idealizada da realidade, e tem suas limitações.

Uma extraordinária virtude do ser humano é a de poder relacionar e associar diferentes conceitos para descrever o mundo que o rodeia, e somando a isto, a capacidade de aprender dos erros e acertos tanto próprios como alheios, fez que com o decorrer dos anos, hoje existam modelos amplamente aceitos e utilizados pela comunidade científica nos diferentes campos de aplicação.

O avanço da ciência através dos anos se baseia na formulação, aperfeiçoamento e inter-relação de novos conceitos, construindo no tempo uma corrente de inovações, onde cada nova pesquisa é um anel que se soma com o aprendido anteriormente.

Com base neste critério foi enquadrado o presente trabalho para a construção do modelo de funcionamento da válvula distribuidora. Visando dar continuidade aos trabalhos anteriormente desenvolvidos no próprio Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC e tendo em conta os aportes de outros centros de pesquisa da área.

A seguir serão modelados os fenômenos hidráulicos que acontecem nas válvulas de controle contínuo direcional com carretel deslizante. Considerando a modelagem por parâmetros concentrados, ou seja, os fenômenos são descritos por equações diferenciais ordinárias, ou por equações algébricas.

3.2 MODELO DA VAZÃO EM ORIFÍCIOS

Para fins da modelagem, uma válvula pode ser considerada como um conjunto de restrições ao escoamento que sofre um fluido, que circula por uma via desde regiões de maior pressão para regiões de menor pressão. Estas restrições ao escoamento são os orifícios de abertura variável, que acontecem em decorrência das diferentes posições que pode assumir o carretel. Também são considerados como restrições ao escoamento do fluido, os espaços formados pelas folgas internas existentes entre o carretel e o corpo da válvula.

As restrições ao escoamento podem acontecer em diferentes formas de combinação para uma determinada posição do carretel, podendo ser em série para uma mesma via de trabalho e/ou em paralelo com outra via interna da mesma válvula.

Para descrever a vazão na válvula, serão considerados por separado cada um dos orifícios de passagem do fluido que existem nela e aplicado o modelo básico da equação da vazão para cada orifício, que é derivada da equação de Bernoulli.

Na Figura 3.1 pode ser observado como serão denominados os orifícios de controle e a relação existentes entre eles.

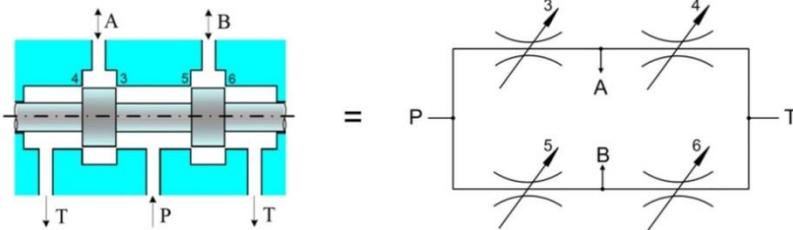


Figura 3.1 – Representação das restrições ao escoamento em uma válvula de quatro vias com carretel deslizante. (adaptado de FERRONATTO, 2011).

A equação da vazão relaciona a vazão em função da área do orifício, da queda de pressão nele e dos efeitos do regime de escoamento segundo o coeficiente de descarga. É amplamente conhecida e utilizada na hidráulica e pode ser encontrada na bibliografia clássica da área, como em Linsingen (2013).

Equação da vazão:

$$q_v = c_d \cdot A_o \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (3.1)$$

onde:

q_v = Vazão através do orifício [m^3/s];

c_d = Coeficiente de descarga [adm];

A_o = Área do orifício [m^2];

Δp = Diferença de pressão entre entrada e saída do orifício [Pa];

ρ = Massa específica do fluido [kg/m^3].

É importante destacar que, embora esta equação tenha sido desenvolvida segundo as condições, onde o fluido é considerado como ideal, incompressível, sem atrito, e onde o escoamento ocorre em regime permanente, é amplamente utilizada na prática, ainda sem cumprir totalmente com as condições. Isto se torna possível, fazendo uma adequada seleção do coeficiente de descarga, que represente os efeitos não considerados nas idealizações. (Linsingen, 2013).

Para completar a modelagem da vazão na válvula com a Equação (3.1) é necessário determinar a área A_o dos orifícios de controle e o coeficiente de descarga c_d . Para isto, serão considerados os trabalhos desenvolvidos anteriormente por Kinceler e De Negri (2001), Do Carmo (2003) e Ferronato (2011).

3.2.1 Modelagem dos orifícios.

A válvula distribuidora selecionada para este trabalho é a válvula VD TN70 (Figura 3.2). A existência de uma parceria entre a empresa REIVAX S/A Automação e Controle com o próprio Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) permitiu obter as características internas básicas e as informações necessárias para a realização deste trabalho.



Figura 3.2 – Válvula distribuidora VD TN70. (REIVAX, 2013).

Na Figura 3.3 é possível observar que os componentes internos da válvula são um carretel deslizante com dois ressaltos e uma camisa com furos circulares, onde existem quatros furos espaçados em forma circunferencial pela parede da camisa que conectam com uma via de trabalho.

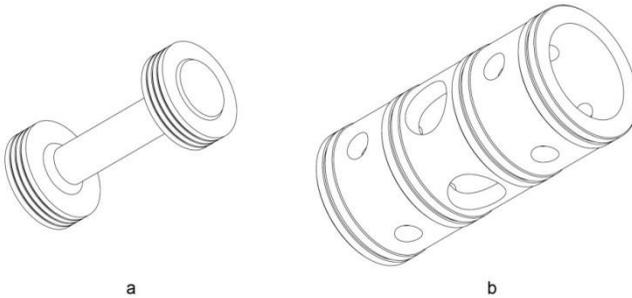


Figura 3.3 – Componentes internos da válvula distribuidora VD TN70, (a) carretel deslizante com dois ressaltos, (b) camisa com furos circulares. (REIVAX, 2013).

O tipo de configuração geométrica da camisa e do carretel desta válvula ocasiona que no deslocamento relativo entre eles, o orifício de abertura formado para a passagem do fluido seja um segmento circular, esta área formada varia de forma não-linear em função do deslocamento do carretel.

A geometria particular desta válvula leva a uma singular complexidade para a modelagem dos orifícios de controle. Esta realidade gera a necessidade de fazer algumas simplificações e estabelecer uma relação de compromisso para a determinação da área do orifício de controle. A primeira delas, é que estas áreas dos orifícios de controle serão consideradas como planas.

Colocando a atenção em um orifício em particular, por exemplo, o orifício (4) na Figura 3.4, o deslocamento do carretel em relação à camisa permite adotar teoricamente infinitos pontos de posicionamento, é possível agrupar estes pontos em duas situações, isto é, que o orifício em consideração fique aberto ou fechado.

Para a primeira situação, será necessário o cálculo da abertura do orifício de canto vivo formado segundo a posição particular do carretel. Na segunda situação, salvando a situação de posição crítica, conforme explicado no Capítulo 2, existirá uma sobreposição e, por conseguinte, a formação de uma área de passagem anelar devido às folgas.

Sendo assim, conforme Kinceler e De Negri (2001), é possível classificar as duas situações em: região sem sobreposição (orifício aberto) e região com sobreposição (orifício fechado) para cada orifício em particular da válvula. Esta situação fica mais claramente explicada a continuação na Figura 3.4.

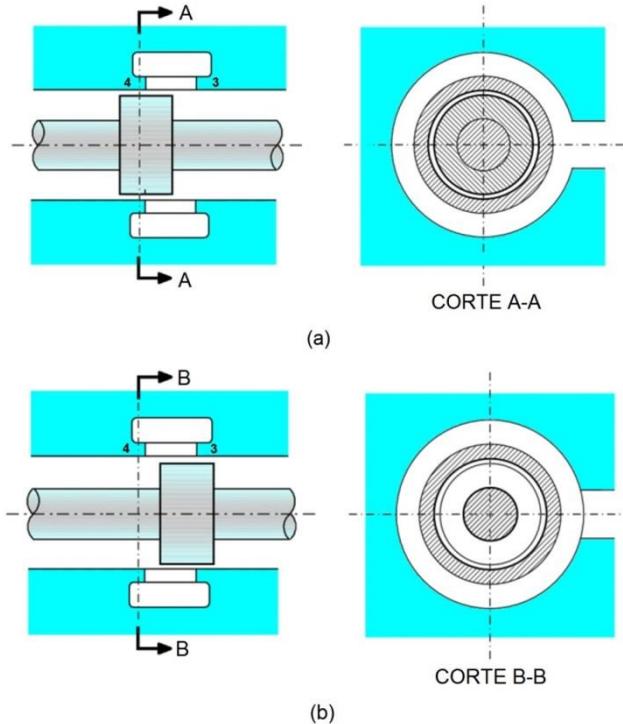


Figura 3.4 – Dois casos possíveis para a determinação da área do orifício 4 de controle: (a) orifício fechado com área anelar na região de sobreposição e (b) orifício aberto gerando um orifício de canto vivo com área variável na região sem sobreposição. (adaptado de FERRONATTO, 2011).

Outra grandeza importante a ser utilizada e que guarda uma estreita relação com as diferentes áreas formadas é o diâmetro hidráulico, o qual relaciona a área do orifício com o respectivo perímetro, segundo Merrit (1967) é a seguinte relação:

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P_e} \quad (3.2)$$

onde:

- D_h = Diâmetro hidráulico [m];
 A = Área molhada do orifício de passagem do fluido [m²];
 Pe = Perímetro da área molhada do orifício A [m].

3.2.1.1 Região sem sobreposição.

Cada um dos diferentes pontos onde o carretel da válvula pode se posicionar, deixando abrir o orifício principal de controle considerado, estará na região sem sobreposição, que é denominada como (RSS). Esta área de passagem evolui de uma forma não linear segundo o deslocamento do carretel (Figura 3.5 b), gerando um segmento circular (Figura 3.5 a) devido ao fato que a camisa apresenta pórticos circulares, como ilustrado na Figura 3.3 b.

No caso em que o orifício de abertura forme uma superfície plana e tanto o canto do carretel quanto da camisa da válvula tenham teoricamente vértices vivos, existe uma conhecida equação que determina a área progressiva formada de um segmento circular conforme o deslocamento do obturador, sem considerar folga radial.

Esta equação, por exemplo, pode-se encontrar em Merrit (1967), e é dada por:

$$A_o^{RSS} = \frac{d_p^2}{4} \cdot \left[\cos^{-1} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot x_p}{d_p} \right) - 2 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot x_p}{d_p} \right) \cdot \sqrt{\frac{x_p}{d_p} - \left(\frac{x_p}{d_p} \right)^2} \right] \quad (3.3)$$

onde:

- A_o^{RSS} = Área de passagem do orifício de controle do segmento circular na região sem sobreposição, sem considerar folga radial nem arredondamentos de cantos [m²];
 d_p = Diâmetro do orifício do pórtico da camisa [m];
 x_p = Abertura do pórtico por deslocamento do carretel [m].

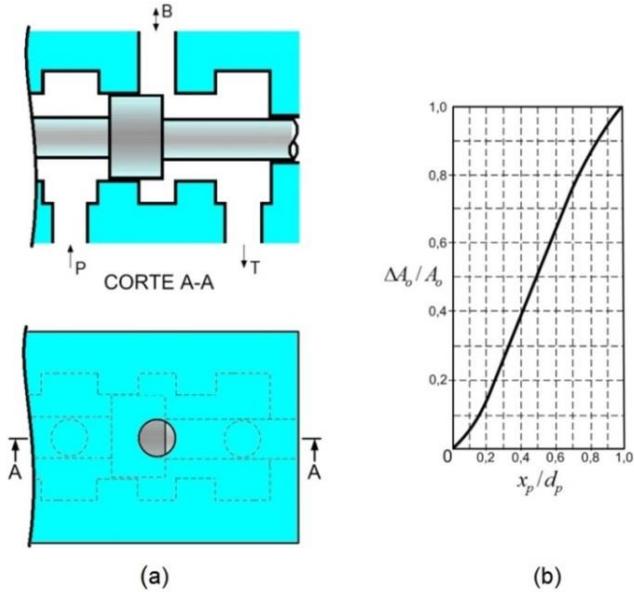


Figura 3.5 – (a) Abertura do pÓrtico da camisa formando um segmento circular e (b) variaÇão não linear da abertura do orifício circular em funÇão do deslocamento do carretel. (adaptado de MERRIT, 1967 e FERRONATTO, 2011).

O perímetro da área de segmento circular  constituído pelo arco da camisa mais um segmento reto do ressalto do carretel, conforme ilustrado na Figura 3.6.

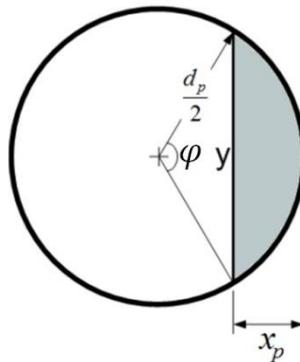


Figura 3.6 – Perímetro do segmento circular correspondente a área formada por um deslocamento de abertura x_p . (adaptado de FERRONATTO, 2011).

Desta geometria é possível obter as seguintes relações conforme Ferronato (2011):

$$\varphi = 2 \cdot \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot x_p}{d_p} \right) \quad (3.4)$$

$$y = d_p \cdot \sin \left(\frac{\varphi}{2} \right) \quad (3.5)$$

onde:

φ = Ângulo correspondente à corda do segmento circular [rad.];
 y = Comprimento da corda do segmento circular [m].

O perímetro fica:

$$Pe^{RSS} = d_p \cdot \left\{ \sin \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot x_p}{d_p} \right) \right] + \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot x_p}{d_p} \right) \right\} \quad (3.6)$$

Substituindo na Equação (3.2) para obter o diâmetro hidráulico temos:

$$D_h^{RSS} = \frac{4 \cdot A_o^{RSS}}{Pe^{RSS}} \quad (3.7)$$

Analisando minuciosamente o que acontece na área formada na região demonstrada pela Figura 3.7(a), vemos que a Equação (3.3) representa um caso idealizado para determinar a área A_o^{RSS} , visto que não considera folgas radiais, nem arredondamentos de cantos e nem concavidade cilíndrica.

O comprimento da abertura da área de passagem do fluido pelo orifício representado na Figura 3.7 (c) por “ l ”, correspondente a um deslocamento x_p do carretel para a abertura do pórtico, é coincidente com x_{ab} que é a abertura do orifício de segmento circular. No caso em que se desconsideram as folgas radiais e arredondamentos de cantos, sob a condição inicial de uma superfície plana, as três grandezas são coincidentes, isto é, $l = x_{ab} = x_p$. Na Figura 3.11, ficará mais claramente evidenciada a diferença entre estas três grandezas quando haja folga radial e arredondamento de cantos.

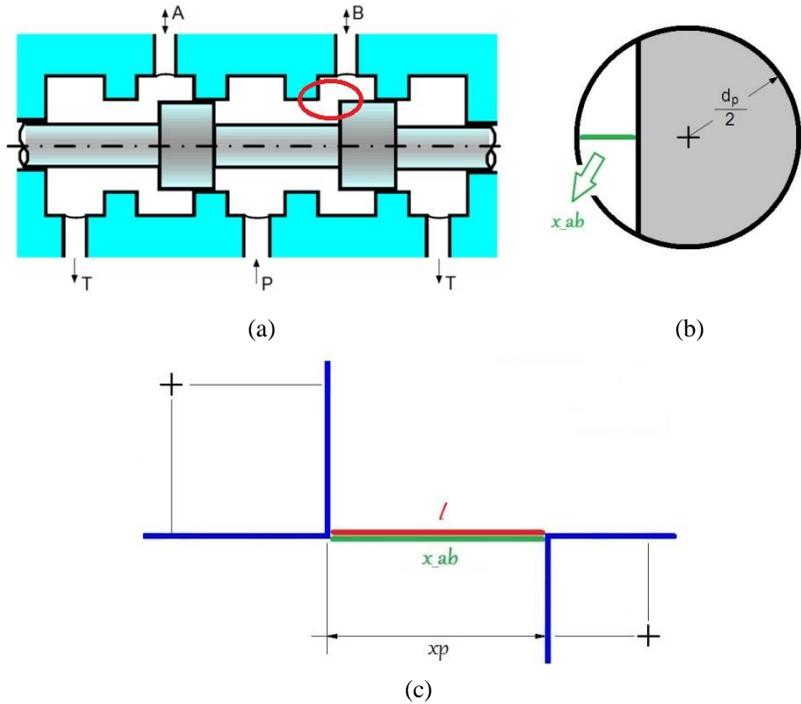


Figura 3.7 – (a) Detalhamento da região em análise; (b) vista superior da abertura do orifício em detalhe e (c) l : comprimento da abertura da área de passagem do fluido, x_{ab} : abertura do segmento circular, e x_p : deslocamento do carretel para abertura do pórtico.

A presença da folga entre o ressalto do carretel e a camisa gera uma área de passagem do fluido que repousa sobre um plano inclinado, como é ilustrado na Figura 3.8, e em uma vista lateral, na Figura 3.9.

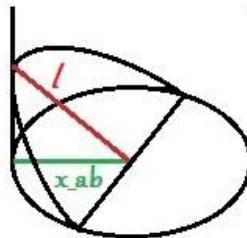


Figura 3.8 – Área de passagem do fluido inclinada, onde: l : comprimento da área de passagem, x_{ab} : abertura do segmento circular.

A área do segmento circular sofre um alongamento axial, virando um segmento de área elíptico, onde o comprimento da altura, coincidente com o eixo maior da elipse, fica identificado com “ l ”. A projeção horizontal desta área elíptica segundo o ângulo α , obtêm a área de um segmento circular com comprimento x_{ab} , ou seja, é a abertura do segmento circular que é coincidente com o deslocamento x_p do carretel.

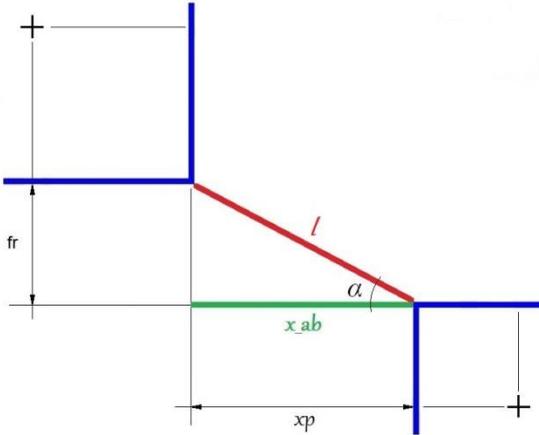


Figura 3.9 – Abertura do orifício de segmento elíptico considerando folga radial, onde: l : comprimento da área de passagem do fluido, x_{ab} : abertura do segmento circular; x_p : deslocamento do carretel para a abertura do pórtilo, fr : folga radial, e α : ângulo formado correspondente a fr e x_p .

Neste caso, para calcular a área de passagem do fluido pelo orifício, é possível calcular primeiro a área do segmento circular, que é a projeção do segmento elíptico, segundo a Equação (3.3), e depois obter a área original elíptica devido à folga radial segundo a seguinte relação:

$$A_{o_fr}^{RSS} = \frac{A_o^{RSS}}{\cos\left(\tan^{-1} \frac{fr}{x_p}\right)} \quad (3.8)$$

onde:

$A_{o_fr}^{RSS}$ = Área de passagem do orifício de controle do segmento elíptico na região sem sobreposição, considerando somente folga radial [m²].

É possível observar que o efeito da folga radial, na formação da área de passagem do orifício, basicamente tem muita importância para pequenos deslocamentos do carretel nos primeiros momentos de abertura do orifício, conforme pode ser visto na Figura 3.10.

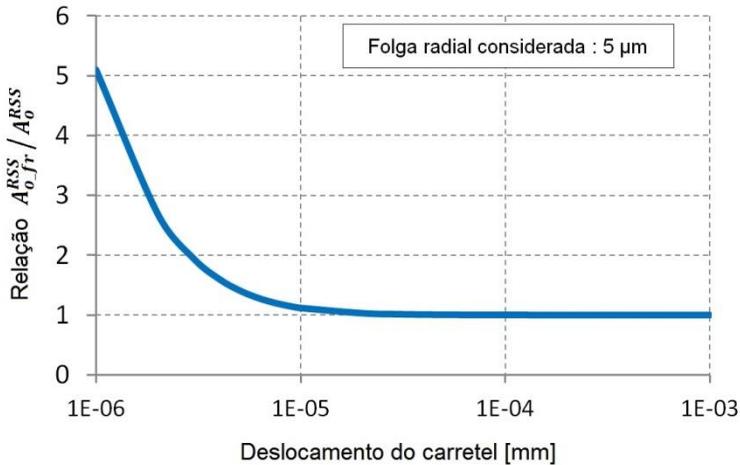


Figura 3.10 – Relação entre $A_{o_fr}^{RSS}$ e A_0^{RSS} para pequenos deslocamentos do carretel para a abertura do orifício. (adaptado de FERRONATTO, 2011).

Analisando um pouco a mais, e segundo como foi comentado no Capítulo 2, tanto os cantos da camisa da válvula quanto do ressalto do carretel sofrem de arredondamento. Neste novo cenário, como é ilustrado conforme na Figura 3.11, dada a configuração geométrica particular deste caso, aparecem complexidades para a determinação da área real do orifício, que dificultam o cálculo.

Esta realidade leva à necessidade de fazer algumas concessões e simplificações na hora de realizar os cálculos, mas sem perder a rigorosidade e objetividade. É possível obter uma aproximação da área real, permitindo incluir os raios de arredondamentos dos cantos na formulação da equação, acrescentando o efeito que gera o arredondamento na área de passagem do fluido.

Para isto, será considerada a área do orifício de controle, como a área perpendicular à superfície de arredondamento, que repousa sobre um plano inclinado que une os centros dos raios de arredondamento, conforme e ilustrado na vista lateral da Figura 3.11. Esta área tem a

forma de um segmento elíptico, com um comprimento da altura coincidente com o eixo maior da elipse, denotado por “ l ”, e é a menor área de restrição possível do orifício para uma determinada posição do carretel. A projeção horizontal desta área segundo o ângulo α , gera uma área de segmento circular com um comprimento de abertura correspondente a x_{ab} , para um deslocamento x_p do carretel. Neste caso tem-se que: $l > x_{ab} > x_p$.

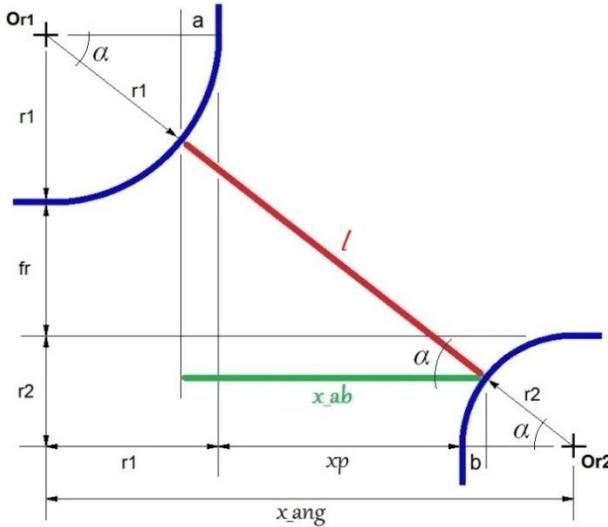


Figura 3.11 – Abertura do orifício de segmento elíptico considerando folga radial e arredondamento dos cantos, onde: l : comprimento da área de passagem do fluido; x_{ab} : abertura do segmento circular; x_p : deslocamento do carretel para a abertura do pórtico; fr : folga radial; $r1$: raio de arredondamento da camisa; $r2$: raio de arredondamento do ressalto do carretel; x_{ang} : distância horizontal entre os centros dos raios $Or1$ e $Or2$ e α : ângulo formado correspondente a fr , $r1$, $r2$ e x_{ang} .

Uma característica que surge considerando o arredondamento dos cantos, é que o ponto de contato da área do orifício de controle, que é perpendicular à superfície de arredondamento, modifica-se segundo o deslocamento do carretel, conforme pode ser visto na Figura 3.12. Este fato leva a que x_{ab} seja diferente do x_p . Por conseguinte, a projeção da área de segmento elíptica gera uma área de segmento circular cujo comprimento de abertura está influenciado pelo ponto de contato com a

superfície arredondada, isto fica quantificado pelos segmentos “a” e “b” da Figura 3.11.

$$a = r1 \cdot (1 - \cos \alpha) \quad (3.9)$$

$$b = r2 \cdot (1 - \cos \alpha) \quad (3.10)$$

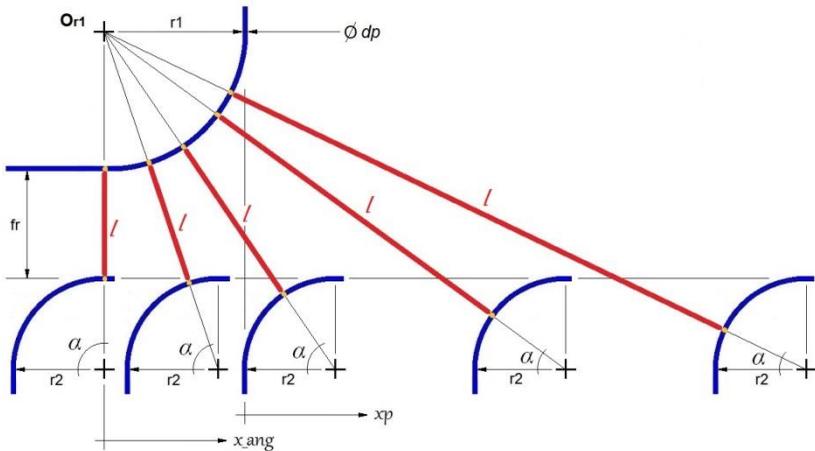


Figura 3.12 – Modificação dos pontos de contato da área do orifício de controle perpendicular à superfície de arredondamento segundo o deslocamento do carretel.

A área de segmento circular modifica ao mesmo tempo o seu diâmetro passando de dp a $\Rightarrow dp + 2 \cdot a$, como indica a Figura 3.13.

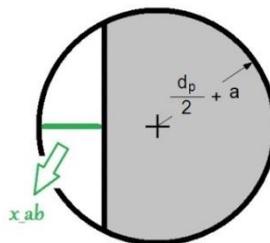


Figura 3.13 – Segmento de área circular correspondente à abertura do orifício de controle com diâmetro modificado por causa do arredondamento do canto da camisa.

Deste modo fica definido um novo diâmetro da área de segmento circular do orifício de controle, devido ao arredondamento do canto do pórtico da camisa.

$$d_{p_arr} = d_p + 2 \cdot a \quad (3.11)$$

O comprimento da área de abertura do segmento circular pode ser calculado segundo a seguinte relação:

$$x_{ab} = (r1 + r2) \cdot \left(\frac{1}{\tan \alpha} - \cos \alpha \right) + \left(\frac{fr}{\tan \alpha} \right) \quad (3.12)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{r1 + r2 + fr}{x_{ang}} \right) \quad (3.13)$$

A área do orifício de controle, considerando a folga radial e o arredondamento de canto, pode ser calculada, como já fora mencionado, primeiramente calculando a área do segmento circular, que é a projeção da área do segmento elíptico, segundo a Equação (3.3), mas adaptando os valores de x_p e d_p , o que leva à Equação (3.14), e depois obter a área original elíptica devido à folga radial, Equação (3.15). Isto é:

$$A_{o_fr_arr_h}^{RSS} = \frac{d_{p_arr}^2}{4} \cdot \left[\cos^{-1} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot x_{ab}}{d_{p_arr}} \right) - 2 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot x_{ab}}{d_{p_arr}} \right) \cdot \sqrt{\frac{x_{ab}}{d_{p_arr}} - \left(\frac{x_{ab}}{d_{p_arr}} \right)^2} \right] \quad (3.14)$$

onde:

$A_{o_fr_arr_h}^{RSS}$ = Área horizontal do orifício de segmento circular na região sem sobreposição, considerando folga radial e arredondamento de canto [m²];

d_{p_arr} = Diâmetro da área de segmento circular com arredondamento [m];

x_{ab} = Abertura da área de segmento circular devido ao deslocamento do carretel [m].

$$A_{o_fr_arr}^{RSS} = \frac{A_{o_fr_arr_h}^{RSS}}{\cos \alpha} \quad (3.15)$$

onde:

$$A_{o_fr_arr}^{RSS} = \text{Área do orifício de controle do segmento elíptico na região sem sobreposição, considerando folga radial e arredondamento de cantos [m}^2\text{].}$$

O perímetro da área horizontal do orifício de segmento circular, considerando folga radial e arredondamento de cantos, pode ser calculado com a Equação (3.6), mas adaptando as variáveis x_p e dp , o que conduz a Equação (3.16).

$$Pe_{fr_arr_h}^{RSS} = d_{p_arr} \cdot \left\{ \sin \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot x_{ab}}{d_{p_arr}} \right) \right] + \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot x_{ab}}{d_{p_arr}} \right) \right\} \quad (3.16)$$

Substituindo na Equação (3.2) para obter o diâmetro hidráulico tem-se:

$$D_{h_fr_arr_h}^{RSS} = \frac{4 \cdot A_{o_fr_arr_h}^{RSS}}{Pe_{fr_arr_h}^{RSS}} \quad (3.17)$$

É importante lembrar, que as Equações apresentadas das áreas, perímetros e diâmetros hidráulicos (3.3); (3.6); (3.7); (3.8); (3.14); (3.15); (3.16) e (3.17), são equações relacionadas somente para um orifício circular. Cabe recordar que a camisa tem quatro orifícios circulares espaçados em forma circunferencial e simétrica pela parede da camisa, que conectam com uma via de trabalho. Por esta razão, na hora de quantificar a área total para uma via, devido à abertura dos orifícios circulares, ter-se-á que contemplar os quatro furos, o que leva às seguintes equações.

$$A_{o_total}^{RSS} = 4 \cdot A_{o_fr_arr}^{RSS} \quad (3.18)$$

$$Pe_{total}^{RSS} = 4 \cdot Pe_{fr_arr_h}^{RSS} \quad (3.19)$$

$$D_{h_total}^{RSS} = \frac{4 \cdot A_{o_total_h}^{RSS}}{Pe_{total}^{RSS}} \quad (3.20)$$

$$A_{o_total}^{RSS} = \frac{d_{p_arr}^2}{\cos \alpha} \cdot \left[\cos^{-1} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot x_{ab}}{d_{p_arr}} \right) - 2 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot x_{ab}}{d_{p_arr}} \right) \cdot \sqrt{\frac{x_{ab}}{d_{p_arr}} - \left(\frac{x_{ab}}{d_{p_arr}} \right)^2} \right] \quad (3.21)$$

O perímetro fica:

$$Pe_{total}^{RSS} = 4 \cdot d_{p_arr} \cdot \left\{ \sin \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot x_{ab}}{d_{p_arr}} \right) \right] + \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot x_{ab}}{d_{p_arr}} \right) \right\} \quad (3.22)$$

3.2.1.2 Região com sobreposição.

De forma análoga, será considerada a situação na qual o ressalto do carretel se situa nos pontos que fechem um orifício principal de controle em particular, à qual se denominará conforme Kinceler e De Negri (2001), como região com sobreposição (RCS). Neste caso, a única área de passagem de fluido possível é a área anelar formada pela folga radial existente entre o diâmetro interno da camisa e o diâmetro do ressalto do carretel da válvula, Figura 3.4 (a).

Considerando a área anelar total, tem-se a seguinte relação:

$$A_{o_total}^{RCS} = \frac{\pi \cdot (d_{ic}^2 - d_r^2)}{4} \quad (3.23)$$

onde:

$A_{o_total}^{RCS}$ = Área anelar total da região com sobreposição [m²];

d_{ic} = Diâmetro interno da camisa [m];

d_r = Diâmetro do ressalto do carretel [m].

O perímetro desta área anelar fica determinado da seguinte forma:

$$Pe_{total}^{RCS} = \pi \cdot d_{ic} + \pi \cdot d_r \quad (3.24)$$

onde:

Pe_{total}^{RCS} = Perímetro da área anelar total da região com sobreposição [m].

Substituindo na Equação (3.2), temos a expressão do diâmetro hidráulico:

$$D_{h_{total}}^{RCS} = d_{ic} - d_r \quad (3.25)$$

Observando a Figura 3.3 (b), vemos que dada a configuração geométrica, existem quatro regiões de área anelar que sempre serão de sobreposição permanente. Isto significa, que quando o carretel se deslocar para abrir os orifícios principais da camisa, existirá quatro regiões que nunca abrirão, porque é o espaço circunferencial correspondente da camisa, estes separam os orifícios circulares. Na Figura 3.14, ilustra-se esta situação, mediante uma representação plana da interação entre a camisa e o ressalto do carretel.

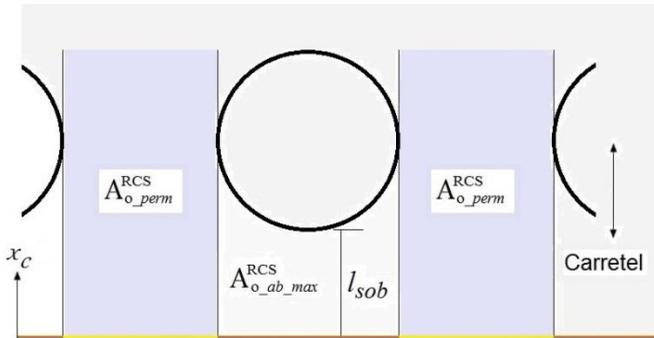


Figura 3.14 – Regiões de área anelar com sobreposição permanente e com sobreposição variável.

Esta parcela de área anelar de sobreposição permanente que representa as quatro regiões, pode ser calculada segundo a seguinte relação:

$$A_{o_perm}^{RCS} = (d_{ic}^2 - d_r^2) \cdot \left(\frac{\pi}{4} - \sin^{-1} \left(\frac{dp + 2 \cdot r1}{d_{ic}} \right) \right) \quad (3.26)$$

O perímetro e diâmetro hidráulico desta área ficam segundo as seguintes relações:

$$Pe_{perm}^{RCS} = (d_{ic} + d_r) \cdot \left(\pi - 4 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{dp + 2 \cdot r1}{d_{ic}} \right) \right) \quad (3.27)$$

$$D_{h_perm}^{RCS} = d_{ic} - d_r \quad (3.28)$$

Em consequência, existem outras quatro regiões de área anelar, que estão em situação de sobreposição por causa da posição do carretel, mas que quando o carretel se deslocar para abrir os orifícios principais da camisa, gradualmente irão diminuindo.

Assim então, a parcela de área anelar de sobreposição que será de abertura dos orifícios da camisa, quando é máxima fica determinada pela seguinte equação:

$$A_{o_ab_max}^{RCS} = (d_{ic}^2 - d_r^2) \cdot \left(\sin^{-1} \left(\frac{dp + 2 \cdot r1}{d_{ic}} \right) \right) \quad (3.29)$$

O perímetro e diâmetro hidráulico desta área são:

$$Pe_{ab_max}^{RCS} = (d_{ic} + d_r) \cdot \left(4 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{dp + 2 \cdot r1}{d_{ic}} \right) \right) \quad (3.30)$$

$$D_{h_ab_max}^{RCS} = d_{ic} - d_r \quad (3.31)$$

Considerando a forma como foi separada a área anelar total, tem-se a seguinte relação.

$$A_{o_total}^{RCS} = A_{o_perm}^{RCS} + A_{o_ab_max}^{RCS} \quad (3.32)$$

Da mesma forma, tem-se para o perímetro a expressão abaixo, sendo que o diâmetro hidráulico permanece constante.

$$Pe_{total}^{RCS} = Pe_{perm}^{RCS} + Pe_{ab_max}^{RCS} \quad (3.33)$$

$$D_{h_total}^{RCS} = D_{h_perm}^{RCS} = D_{h_ab_max}^{RCS} \quad (3.34)$$

Quando o carretel da válvula se deslocar para abrir um orifício principal em particular, entrará na região sem sobreposição para esse orifício, embora continue existindo ainda, como foi mencionado anteriormente, uma parcela de área anelar de sobreposição permanente ($A_{o_perm}^{RCS}$) e outra que irá diminuindo conforme vá abrindo paulatinamente o orifício circular da camisa, que foi denominada para quando é máxima, como $A_{o_ab_max}^{RCS}$. Isto pode ser observado nas Figuras 3.15 e 3.16.

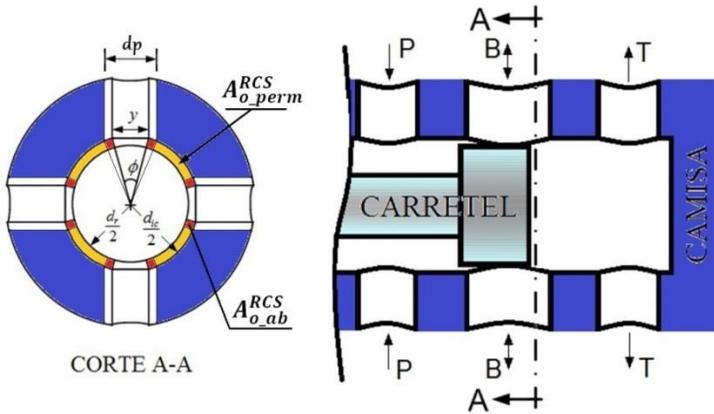


Figura 3.15 – Parcelas de área anelar para uma posição do carretel de abertura intermediária dos orifícios principais da camisa. (adaptado de FERRONATTO 2011).

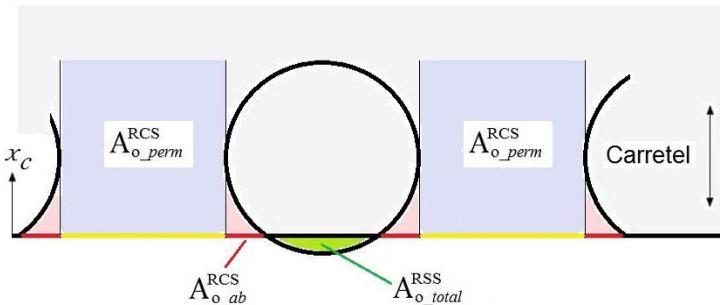


Figura 3.16 – Vista plana das parcelas de área anelar para uma posição do carretel de abertura intermediária.

Para uma posição intermediária, a parcela de área anelar de sobreposição que é de abertura dos orifícios da camisa, pode ser calculada segundo a seguinte relação:

$$A_{o_ab}^{RCS} = (d_{ic}^2 - d_r^2) \cdot \left(\sin^{-1} \left(\frac{dp + 2 \cdot r1}{d_{ic}} \right) - \sin^{-1} \left(\frac{y_{arr}}{d_{ic}} \right) \right) \quad (3.35)$$

Onde:

$$y_{arr} = d_{p_arr} \cdot \sin \left(\frac{\varphi_{arr}}{2} \right) \quad (3.36)$$

$$\varphi_{arr} = 2 \cdot \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot x_{ab}}{d_{p_arr}} \right) \quad (3.37)$$

Onde:

y_{arr} = Comprimento da corda do segmento circular considerando o arredondamento do canto[m];

φ_{arr} = Ângulo correspondente à corda do segmento circular considerando o arredondamento dos cantos [rad.].

Substituindo na Equação (3.35), por $y_{arr} = 0$, o que significa que não existe abertura dos orifícios principais da camisa, a área anelar que será de abertura é máxima, nesta situação, se obtém a Equação (3.29), confirmando o equacionamento.

3.2.2 Modelagem do coeficiente de descarga.

Como foi tratado na Seção 3.1, a equação da vazão (Equação 3.1), é uma expressão que relaciona a vazão em função da área do orifício, da queda de pressão do fluido na passagem pelo orifício, das propriedades do fluido e do coeficiente de descarga c_d . Embora a dedução de essa equação fosse realizada considerando idealizações, é possível utilizar ela, conforme Linsingen (2013), em situações onde existam condições diferentes das idealizadas, mas para isto, é preciso modelar o coeficiente de descarga c_d de maneira que represente adequadamente os fenômenos presentes, como ser o tipo de área do orifício e o regime de escoamento, fatores que vão influenciar na formação da vena contracta.

Assim então, conforme Kinceler e De Negri (2001), serão abordados os dois casos de áreas de passagem do fluido, na região com sobreposição (RCS) e na região sem sobreposição (RSS), segundo se o tipo de regime de escoamento seja laminar ou turbulento.

3.2.2.1 Coeficiente de descarga c_d na região com sobreposição (RCS).

Na região com sobreposição Kinceler e De Negri (2001), propõem considerar a área anelar como um orifício com características de tubo curto com pequeno diâmetro e utilizar os dados experimentais obtidos por Miller (1978). Neste caso, o coeficiente de descarga c_d é dependente do número de Reynolds local e do comprimento do orifício. Estes dados são apresentados em um gráfico por Linsingen (2013).

Segundo Kinceler e De Negri (2001), os valores do coeficiente de descarga experimentais obtidos por Miller (1978), podem ser descritos e aproximados por duas assíntotas superpostas na curva de Miller (1978), conforme pode ser visto na Figura 3.17. No gráfico uma assíntota representa os valores de c_d para regime laminar e a outra no regime turbulento, ficando o ponto de inflexão no valor de Reynolds correspondente para o escoamento de transição entre os dois regimes.

Com relação ao diâmetro do tubo curto, este pode ser substituído pelo diâmetro hidráulico D_h^{RCS} da área anelar, dado na Equação (3.25).

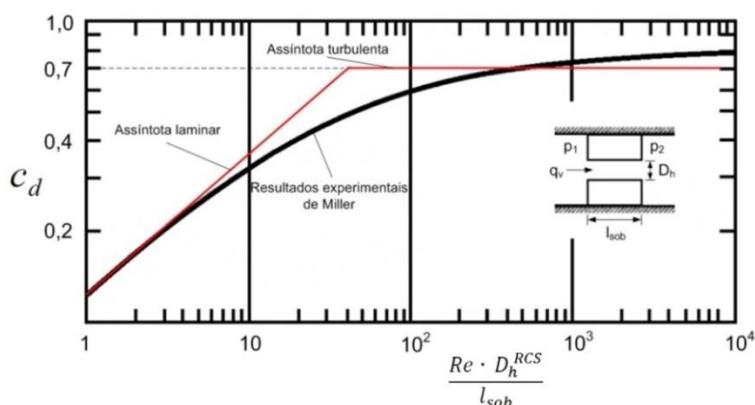


Figura 3.17 – Aproximação por duas assíntotas dos valores experimentais do coeficiente de descarga obtidos por Miller (1978). (adaptado de KINCELER e DE NEGRI, 2001).

Assim, a relação definida pela assíntota de regime laminar, que vincula o coeficiente de descarga para um regime de escoamento laminar, com o número de Reynolds, o diâmetro hidráulico e o comprimento do tubo curto, que vem a ser o comprimento da sobreposição, é dada por Kinceler e De Negri (2001):

$$c_d = c_{d_lam} = 0,1134 \cdot \left(\frac{Re \cdot D_h^{RCS}}{l_{sob}} \right)^{0,5} \quad (3.38)$$

Onde:

c_{d_lam} = Coeficiente de descarga para regime laminar [adm];

Re = Número de Reynolds [adm];

D_h^{RCS} = Diâmetro hidráulico da região com sobreposição [m];

l_{sob} = Comprimento da sobreposição [m].

Para o escoamento em regime turbulento, a assíntota assume um valor constante dado pelo valor do coeficiente de descarga turbulento c_{d_turb} .

$$c_d = c_{d_turb} \quad (3.39)$$

Adotando como parâmetro característico do Número de Reynolds o diâmetro hidráulico da região com sobreposição, e utilizando a definição de vazão em uma seção em função da velocidade média, fica definido o Número de Reynolds segundo a seguinte relação:

$$Re = \frac{v \cdot D_h^{RCS}}{\nu} = \frac{q_v \cdot D_h^{RCS}}{A_o^{RCS} \cdot \nu} \quad (3.40)$$

onde:

v = Velocidade de escoamento do fluido [m/s];

ν = Viscosidade cinemática do fluido [m²/s].

Substituindo a Equação (3.40) na Equação (3.38) obtém-se conforme Kinceler e De Negri (2001), uma nova expressão para o coeficiente de descarga:

$$c_d = c_{d_lam} = 0,1134 \cdot \left(\frac{q_v \cdot (D_h^{RCS})^2}{A_o^{RCS} \cdot \nu \cdot l_{sob}} \right)^{0,5} \quad (3.41)$$

Na Tabela 3.1 é possível visualizar os valores do coeficiente de descarga c_d para ambos os regimes de escoamento, aproximados pelas assíntotas superpostas nos dados experimentais obtidos por Miller (1978).

Tabela 3.1 – Coeficiente de descarga para a região com sobreposição segundo o regime de escoamento.

	$c_d < c_{d_turb}$	$c_d \geq c_{d_turb}$
c_d	$0,1134 \cdot \left(\frac{q_v \cdot (D_h^{RCS})^2}{A_o^{RCS} \cdot v \cdot l_{sob}} \right)^{0,5}$	c_{d_turb}

3.2.2.2 Coeficiente de descarga c_d na região sem sobreposição (RSS).

O orifício de controle com área variável na região sem sobreposição, que é formado pelo deslocamento do carretel com relação à camisa, reúne as características representativas dos orifícios de canto vivo. Isto ocorre porque na prática, o orifício formado para a passagem do fluido possui área muito menor que a área de entrada, o que constitui uma redução brusca da seção de escoamento. É por esta razão, que os diversos autores, como Merrit (1967), Linsingen (2013), Kinceler e De Negri (2001) e outros, modelam os orifícios de abertura de passagem do fluido, nas válvulas com carretel deslizante, como orifícios de cantos vivos.

De igual forma, como o caso da região com sobreposição, é importante considerar que tipo de regime domina o escoamento pelo orifício, se são as forças viscosas ou as inerciais. Para cada caso, existe um coeficiente de descarga que modela a situação em questão.

Conforme Kinceler e De Negri (2001), os dados experimentais obtidos para escoamento através de um orifício de canto vivo podem ser representados e aproximados por duas assíntotas, segundo pode ser visto na Figura 3.18.

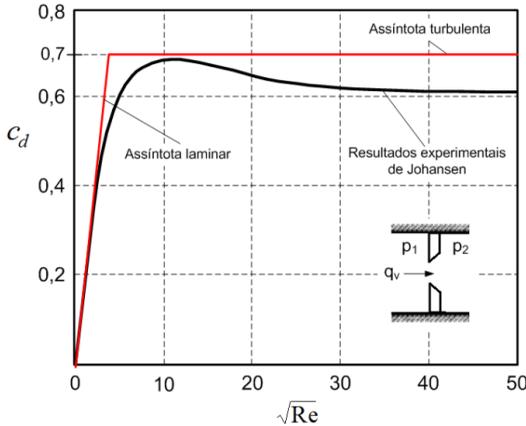


Figura 3.18 – Aproximação por duas assíntotas dos valores experimentais do coeficiente de descarga para orifícios de canto vivo. (adaptado de LINSINGEN, 2013 e KINCELER e DE NEGRI, 2001).

Segundo Merrit (1967), vários pesquisadores têm encontrado que o valor do coeficiente de descarga c_d sob a condição de regime laminar, para $Re < 10$, fica determinado por uma relação de proporcionalidade à raiz quadrada do Número de Reynolds, ou seja:

$$c_d = c_{d_lam} = \delta \cdot \sqrt{Re} \tag{3.42}$$

onde:

δ = Coeficiente de vazão laminar [adm].

Adotando agora como parâmetro característico do Número de Reynolds o diâmetro hidráulico da região sem sobreposição, utilizando a definição de vazão em uma seção em função da velocidade média, e substituindo na Equação (3.42) obtém-se conforme Kinceler e De Negri (2001), a expressão do coeficiente de descarga em função de parâmetros geométricos, a qual se mostra na seguinte relação:

$$c_d = c_{d_lam} = \delta \cdot \frac{q_v \cdot D_h^{RSS}}{A_o^{RSS} \cdot v} \tag{3.43}$$

Para situações de regime turbulento, onde as forças inerciais prevalecem sobre as viscosas, o coeficiente de descarga c_d adota o valor da assíntota horizontal, que é o valor do c_{d_turb} , Equação (3.39).

Conforme Merrit (1967), a partir da análise teórica realizada por Wuest (1954), para o escoamento laminar por orifícios de canto vivo, os valores do coeficiente de vazão laminar δ , variam de $\delta = 0,2$ para orifícios com cantos arredondados a $\delta = 0,157$ para orifícios com canto de ângulo vivo. O autor acrescenta que Viersma (1962), apresenta as assíntotas para diferentes valores do coeficiente de vazão laminar δ , onde o coeficiente δ aumenta conforme aumenta o arredondamento do canto, isto pode ser visto no gráfico que se mostra a seguir.

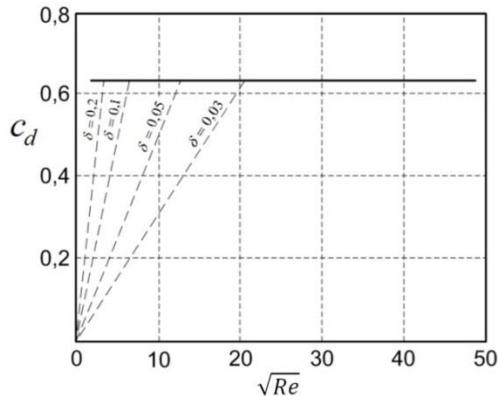


Figura 3.19 – Aproximação por assíntotas para diferentes condições de arredondamento do canto do orifício de controle. (adaptado de MERRIT, 1967).

Na Tabela 3.2 se resume o valor do coeficiente de descarga c_d para as diferentes condições do regime de escoamento:

Tabela 3.2 – Coeficiente de descarga para a região sem sobreposição segundo o regime de escoamento.

	$c_d \leq c_{d_turb}$	$c_d > c_{d_turb}$
c_d	$\delta \cdot \sqrt{\frac{q_v \cdot D_h^{RSS}}{A_o^{RSS} \cdot \nu}}$	c_{d_turb}

3.2.3 Equações da vazão para o modelo da válvula.

Uma vez apresentado o modelo da vazão através de orifícios de controle da válvula, e obtidos os parâmetros desta equação da vazão, é

possível realizar substituições, resumir e fazer um mapeamento das expressões até aqui apresentadas.

Para isto, analisar-se-á por separado as regiões consideradas.

3.2.3.1 Equações da vazão para a região com sobreposição (RCS).

Lembrando que o orifício de controle da região com sobreposição é a área anelar, formada entre o ressalto do carretel e a camisa da válvula, é substituída e adequada a Equação (3.1) com os parâmetros modelados.

Desta forma, chega-se às seguintes expressões genéricas, dado que a área anelar está parcelada, deve aplicar-se segundo o caso:

$$q_{v_lam}^{RCS} = 0,01286 \cdot \frac{(D_h^{RCS})^2 \cdot A_o^{RCS}}{\nu \cdot l_{sob}} \cdot \left(\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho} \right) \quad (3.44)$$

$$q_{v_turb}^{RCS} = c_{d_turb} \cdot A_o^{RCS} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (3.45)$$

É possível obter a vazão de transição a partir da Equação (3.41), considerando a situação limite para quando o $c_d = c_{d_turb}$, assim chega-se a:

$$q_{v_trans}^{RCS} = 77,7605 \cdot \frac{A_o^{RCS} \cdot l_{sob} \cdot \nu \cdot c_{d_turb}^2}{(D_h^{RCS})^2} \quad (3.46)$$

Com esta última expressão da vazão de transição, podemos determinar qual é a vazão do fluido que atravessa o orifício de controle segundo a lógica:

$$\text{Se: } q_{v_lam}^{RCS} \leq q_{v_trans}^{RCS} \implies (q_{v_lam}^{RCS}).$$

$$\text{Se: } q_{v_lam}^{RCS} > q_{v_trans}^{RCS} \implies (q_{v_turb}^{RCS}).$$

3.2.3.2 Equações da vazão para a região sem sobreposição (RSS).

De igual forma, com o mesmo procedimento, mas em relação à região sem sobreposição pode-se chegar às seguintes expressões:

$$q_{v_lam}^{RSS} = \delta^2 \cdot \frac{D_{h_total}^{RSS} \cdot A_{o_total}^{RSS}}{\nu} \cdot \left(\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho} \right) \quad (3.47)$$

$$q_{v_turb}^{RSS} = c_{d_turb} \cdot A_{o_total}^{RSS} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (3.48)$$

A vazão de transição se obtém a partir da Equação (3.43), considerando a situação limite para quando o $c_d = c_{d_turb}$, assim chega-se a:

$$q_{v_trans}^{RSS} = \left(\frac{c_{d_turb}}{\delta} \right)^2 \cdot \frac{A_{o_total}^{RSS} \cdot \nu}{D_{h_total}^{RSS}} \quad (3.49)$$

A vazão do fluido que atravessa o orifício de controle fica determinada seguindo a mesma sequência lógica:

$$\text{Se: } q_{v_lam}^{RSS} \leq q_{v_trans}^{RSS} \implies (q_{v_lam}^{RSS}).$$

$$\text{Se: } q_{v_lam}^{RSS} > q_{v_trans}^{RSS} \implies (q_{v_turb}^{RSS}).$$

3.3 FORÇAS ATUANTES NO CARRETEL DA VÁLVULA

Segundo Stringer (1976), a força axial necessária para o deslocamento do carretel pode ser separada convenientemente em três componentes para seu estudo. A primeira parcela é a força necessária para acelerar a massa do carretel, considerando qualquer outro elemento que possa estar solidariamente unido com ele. Por outro lado, a força necessária para vencer o atrito que o movimento gera. E por último, a parcela correspondente às forças atuantes no carretel devido ao escoamento do fluido através da válvula.

Dependendo do tipo de válvula podem aparecer outras componentes de forças além das anteriores, que somem influência no carretel, como forças de molas centralizadoras, mas, no caso da válvula distribuidora em estudo, não existem tais elementos para centralizar o carretel.

A seguir serão abordadas cada uma das componentes que contribuem nas forças atuantes no carretel.

3.3.1 Forças de massa.

A força inercial que aparece devido à aceleração do carretel fica diretamente modelada segundo a segunda lei de Newton. Isto é, a variação da quantidade de movimento no tempo da massa em estudo, representa a força inercial sofrida pela mesma.

Conforme pode ser visto na Figura 3.20, a massa total em movimento está constituída por: a massa própria do carretel, a massa de dois pistões de acionamento nos extremos do carretel, por um elemento solidário de haste para fins de medição de posição do carretel (não representado na figura) e um volume anelar determinado de fluido em movimento axial solidário com o carretel.

Considerando todos estes elementos representados por uma massa total m_t , e um sentido de movimento axial, chega-se á seguinte equação:

$$f_m = m_t \cdot a_c \quad (3.50)$$

Onde:

f_m = Força inercial da massa total em movimento [N];

m_t = Massa total em movimento [kg];

a_c = Aceleração da massa total [m/s^2].

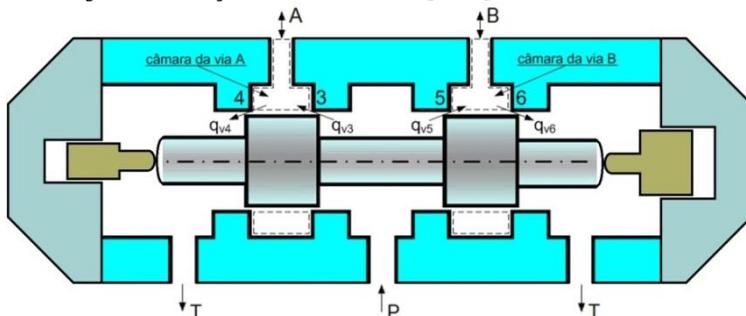


Figura 3.20 – Estrutura interna da válvula distribuidora em estudo.

3.3.2 Força de atrito.

Segundo Machado (2003), Leonardo da Vinci em sua época já tinha realizado estudos a respeito do atrito, chegando a duas leis empíricas básicas:

- 1) A força de atrito é proporcional à força normal (Figura 3.21), isto é:

$$F_A = \mu \cdot F_N \quad (3.51)$$

Onde:

F_A = Força de atrito [N];

μ = Coeficiente de atrito [adm.];

F_N = Força normal à superfície do corpo [N].

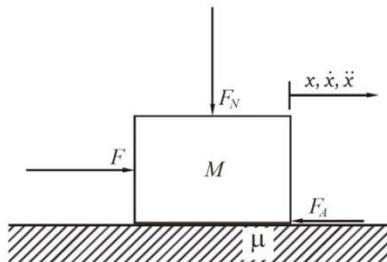


Figura 3.21 – Força de atrito de um corpo deslizando sobre uma superfície plana. (adaptado de MACHADO, 2003).

- 2) A força de atrito é independente da área aparente de contato.

E no ano 1785 Coulomb acrescentou uma terceira lei:

- 3) A força de atrito é independente da velocidade de deslizamento.

O fenômeno conhecido pelo qual a força necessária para iniciar o movimento de um corpo a partir do repouso é maior do que a força necessária para manter o movimento é representado por meio de um coeficiente de atrito estático μ_s e por outro de atrito dinâmico μ_d , onde se cumpre $\mu_s > \mu_d$.

Na presença de lubrificante entre as superfícies, aparece o atrito viscoso, o qual é proporcional à velocidade. Assim que o corpo começa o movimento acontece uma redução rápida da força de atrito, conhecido como efeito Stribeck.

Assim então, a força de atrito pode ser representada por uma soma de fenômenos como é esquematizado na Figura 3.22.

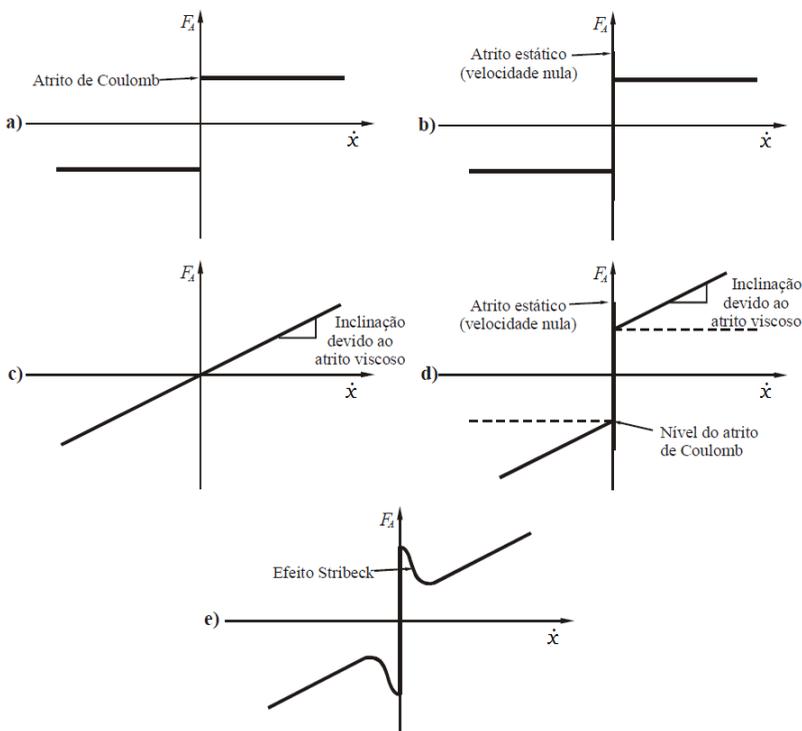


Figura 3.22 – Modelos de força de atrito: (a) atrito de Coulomb; (b) atrito estático + Coulomb; (c) atrito viscoso; (d) atrito estático + Coulomb + viscoso; (e) atrito estático + Coulomb + viscoso + Stribeck. (adaptado de MACHADO, 2003).

Em caso de velocidades em uma faixa próxima de zero, aparece o fenômeno conhecido como “*stick-slip*”, que é um movimento intermitente com paradas (o modo “*stick*”) e deslizamentos (modo “*slip*”). No modo “*stick*” a força aplicada é menor do que a força de atrito estático; e no modo “*slip*” a força aplicada é maior do que a força de atrito estático.

Gomes (1995) e Gomes e Rosa (2003) conseguiram representar todos estes fenômenos do atrito, propondo um modelo de coeficiente de atrito viscoso variável, como pode ser visto na Figura 3.23. Neste modelo, a região de “*stick-slip*” é definida por velocidades limites (\dot{x}_{lim}), a partir da qual não é possível deslocar o corpo com velocidade constante. Para velocidades acima da velocidade limite a força de atrito é obtida a partir do mapa estático, o qual define a relação entre a força

de atrito e a velocidade relativa das superfícies em contato, ficando representado pela curva “A” da Figura 3.23.

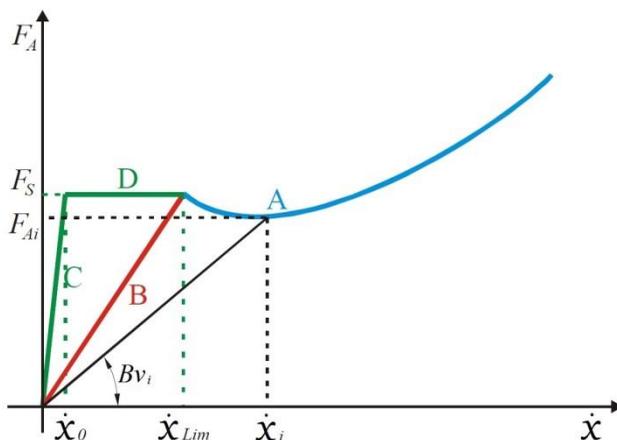


Figura 3.23 – Trajetórias do modelo de atrito viscoso variável proposto por Gomes (1995). (adaptado de MACHADO, 2003).

Para velocidades abaixo da velocidade limite, a força de atrito fica representada para o modo “*slip*” pela trajetória “B” e para o modo “*stick*” pela trajetória “C” e “D”. A velocidade “*stick*” é determinada como 5% da velocidade limite, conforme trabalhos de Szpak (2008) e Muraro (2010).

Para o presente trabalho será considerada a força de atrito segundo o coeficiente de atrito viscoso variável sob a forma da seguinte expressão:

$$F_{at} = B_v \cdot v_d \quad (3.52)$$

Onde:

F_{at} = Força de atrito variável [N];

B_v = Coeficiente de atrito viscoso variável [Ns/m];

v_d = Velocidade de deslocamento [m/s].

3.3.3 Força de escoamento do fluido através da válvula.

Conforme Çengel (2007), as leis de Newton são relações que existem entre as forças que atuam sobre corpos e os movimentos que eles sofrem. No caso da mecânica dos fluidos, devido às características próprias dos fluidos, de deformar-se continuamente sob a influência da

tensão de cisalhamento, o conceito de corpo rígido é transferido para o volume de controle.

Assim, para estudar a dinâmica dos fluidos é preciso definir um determinado volume de controle (VC) delimitado por uma superfície também de controle. Este volume contém uma quantidade de massa determinada pela massa específica do fluido.

Aplicando a segunda lei de Newton para um sistema determinado por um volume de controle, e utilizando o teorema de transporte de Reynolds, obtém-se a expressão geral da equação do momento para volumes de controle:

$$\sum \vec{F} = \int_{SC} \vec{v}(\rho \vec{v} dA) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \vec{v}(\rho dV) \quad (3.53)$$

A obtenção da equação anterior pode ser encontrada em muitos livros clássicos da mecânica de fluidos, por exemplo, no Çengel (2007).

Esta equação diz que: a soma de todas as forças externas agindo no volume de controle é igual à soma de duas parcelas. A primeira representa a taxa de escoamento total da quantidade de movimento linear através da superfície de controle (regime permanente, \vec{v} varia com a posição), e a segunda parcela representa a taxa de variação no tempo da quantidade de movimento linear no interior do volume de controle (parte transiente responsável para a aceleração da massa, \vec{v} variável no tempo).

Segundo Linsingen (2013), o vetor soma das forças externas, que constitui a força de escoamento, representa as forças de superfície decorrentes das tensões normais e de cisalhamento que agem na superfície de controle (as forças internas ficam anuladas), e as forças de pressão nas seções de entrada e saída da superfície, já a força de gravidade fica desprezível em relação às de superfície.

A continuação será abordada a força de escoamento em duas parcelas, por um lado a parte em regime permanente e por outro a transiente.

3.3.3.1 Força de escoamento de regime permanente.

Aplicando a Equação (3.53) para um volume de controle fixo contido num duto fechado, curvo e com redução de área considerando um escoamento incompressível unidimensional permanente, obtém-se a

Devido a que o fluido gera um jato com um determinado ângulo em relação à superfície de controle, é unicamente a componente axial do vetor velocidade que gera uma força de escoamento sobre o carretel na direção axial. Desta forma a Equação (3.54) fica:

$$F_{esc_{RPa}} = \rho \cdot q_v \cdot v_2 \cdot \cos \theta \quad (3.55)$$

Onde:

$F_{esc_{RPa}}$ = Força de escoamento de regime permanente na direção axial [N];

θ = Ângulo do jato em relação à superfície de controle [°].

Assim então, substituindo na Equação (3.55) pela equação da vazão e considerando a equação da continuidade, temos que, para uma condição de regime permanente, a força de escoamento axial sobre o carretel da válvula será:

$$F_{esc_{RPa}} = 2 \cdot c_d \cdot A_o \cdot \Delta p \cdot \cos \theta \quad (3.56)$$

Uma característica importante da força de escoamento no carretel da válvula, é que, sem importar para que lado se deslocar o carretel, esta força sempre agirá no sentido de querer fechar os orifícios dos pórticos.

Segundo Merrit (1967) e Linsingen (2013), a componente radial da força de escoamento age no sentido de desequilibrar lateralmente o carretel contra a camisa, causando travamento. Porém, esse efeito é compensado pela simetria circunferencial dos pórticos, e por meio de entalhes circunferenciais nos ressalto do carretel, que servem para equalizar a pressão na região anelar entre as paredes da camisa e o carretel, gerando uma sustentação hidrostática equilibrada.

Os autores acrescentam que o ângulo θ , que é a direção do jato que forma com a direção axial é função da geometria do orifício, e depende substancialmente da relação entre a abertura do orifício e a folga radial.

Segundo Merrit (1967), Von Mises resolveu uma solução para determinar o ângulo θ , considerando um escoamento irrotacional, não viscoso e incompressível. Von Mises deduziu que, se a folga radial tende a zero o ângulo θ do jato tende ao valor de 69°, enquanto que no momento de abrir o orifício do pórtico da válvula, o ângulo do jato assume o valor inicial de 21°.

A evolução progressiva do ângulo do jato em função da relação entre a abertura do orifício e a folga radial pode ser visualizada no gráfico da Figura 3.25.

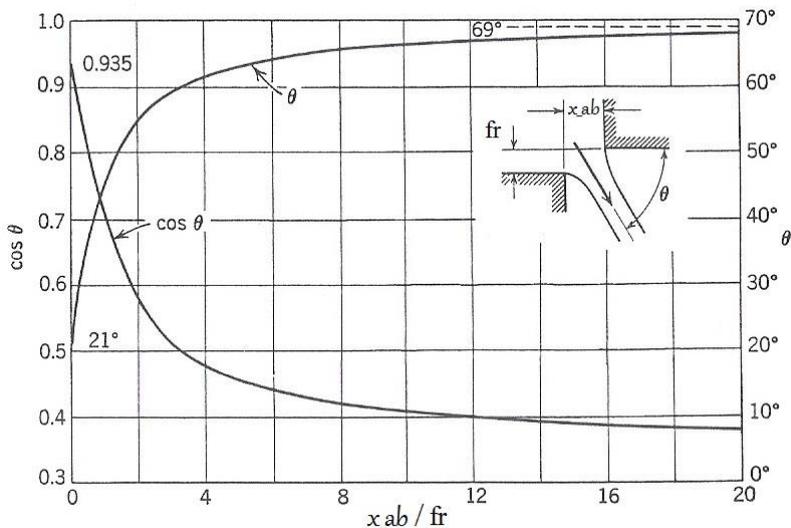


Figura 3.25 – Variação do ângulo do jato segundo a relação da abertura e a folga radial. (adaptado de MERRIT, 1967).

Conforme McCloy (1973), os resultados das análises de Von Mises podem ser combinados para relacionar o ângulo do jato com o ângulo geométrico do orifício. Desta forma, é possível encontrar uma relação progressiva que leve em conta os efeitos da folga radial para diferentes aberturas do orifício, como pode ser observado na Figura 3.26. Uma característica a destacar é que o ângulo do jato é coincidente com o ângulo geométrico do orifício para 45°.

A equação da reta da Figura 3.26, fica definida pela relação a seguir:

$$\theta = \frac{8}{15} \cdot \theta_g + 21 \quad (3.57)$$

onde:

$\theta_g = \hat{\text{Ângulo geométrico do orifício, sem considerar arredondamento. [°]}$

substituindo o ângulo geométrico do orifício, conduz a:

$$\theta = \frac{8}{15} \cdot \left[\tan^{-1} \left(\frac{x_{ang}}{fr} \right) \cdot \frac{180}{\pi} \right] + 21 \quad (3.58)$$

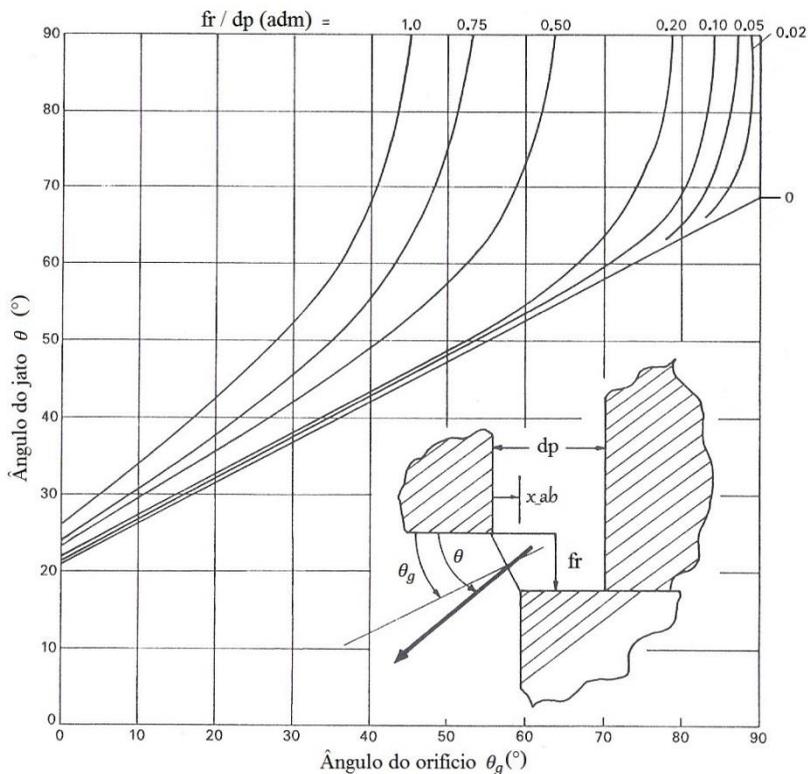


Figura 3.26 – Relação entre o ângulo do jato e o ângulo geométrico do orifício. (adaptado de McCLOY, 1973).

Como acrescenta Linsingen (2013), a maior variação do ângulo ocorrerá apenas em torno dos primeiros 15% de abertura do orifício. Se considerando uma válvula com folga radial de 20 μ m e uma abertura máxima de 1 mm, só nos primeiros 0.15 mm de abertura ocorrerá uma variação significativa do ângulo do jato.

Por seu lado, Okungbowa (2006), realizou um trabalho utilizando CFD (Figura 3.27), com uma aproximação sistemática para calcular o ângulo do jato em uma válvula carretel, que guarda semelhança com a válvula em estudo. O critério utilizado foi o de somar

a contribuição de cada componente local do vetor velocidade ponderado pela área do volume de controle. Os resultados das simulações para diferentes valores de aberturas do carretel, sem considerar a folga radial e nem os arredondamento de cantos, estão resumidos na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Estimação do ângulo do jato para diferentes aberturas do orifício utilizando CFD. (adaptado de OKUNGBOWA, 2006).

			CFD
$x_{ab}(mm)$	$A_o(m^2)$	$q_v(m^3/s)$	$\theta(^{\circ})$
0	0	0	0
0.375	3.37 e -6	2.02 e -4	65.34
0.5	4.50 e -6	2.78 e -4	65.54
0.75	6.74 e -6	4.50 e -4	66.21
1.05	9.44 e -6	7.50 e -4	69.25

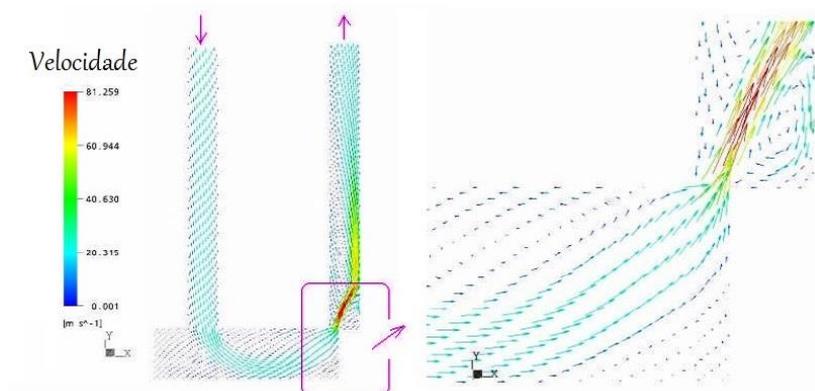


Figura 3.27 – Estimação do ângulo do jato utilizando CFD. (adaptado de OKUNGBOWA, 2006).

Conforme a análise dos resultados mostrados segundo a técnica do CFD, demonstra claramente que somente para pequenos valores de abertura do orifício que a variação do ângulo do jato tem importância, ratificando o que foi comentado em Linsingem (2013).

Outro detalhe importante a ser mencionado é que nas pequenas aberturas, quando tem maior importância a variação do ângulo do jato, existem os menores valores de área do orifício e vazão.

Para o presente estudo, utiliza-se para calcular o ângulo do jato, os resultados combinados de Von Mises, que relacionam o ângulo do jato com o ângulo da geometria do orifício, segundo apresentado por McCloy (1973). É assumido o valor de 21° para o momento da abertura do orifício, independente dos valores dos raios de arredondamento.

3.3.3.2 Força de escoamento de regime transiente.

A parcela da força de escoamento correspondente ao regime transiente surge como decorrência da aceleração da massa contida no volume de controle.

Para identificar apenas esta componente da força, considera-se um escoamento ideal incompressível através de um volume de controle como o da Figura 3.24, onde a canalização é de seção constante e sujeito a uma variação de pressão.

Aplicando a Equação (3.53) para este caso, obtém-se a expressão da força de escoamento transiente, cuja dedução que pode ser encontrada em Linsingen (2013). Outras formas de dedução estão disponíveis nas bibliografias de Merrit (1967) ou Stringer (1976).

$$F_{esc_{RT}} = \rho \cdot l_{ac} \cdot \frac{dq_v}{dt} \quad (3.59)$$

Onde:

$F_{esc_{RT}}$ = Força de escoamento de regime transiente [N];

l_{ac} = Comprimento da seção axial do volume de controle onde é acelerada a massa [m].

O termo correspondente da variação da vazão no tempo é obtido por derivação da equação da vazão. Tendo presente que a vazão poderá variar se A_o ou Δp sofrem variação temporal. Assim temos:

$$\frac{dq_v}{dt} = c_d \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \cdot \frac{dA_o}{dt} + \frac{c_d A_o}{\sqrt{2\rho\Delta p}} \cdot \frac{d\Delta p}{dt} \quad (3.60)$$

Substituindo na Equação (3.59) chegamos à expressão da força de escoamento em regime transiente sob o formato de duas parcelas, a primeira considerando a taxa de variação da área do orifício de controle no tempo, e a segunda a taxa de variação da pressão no tempo.

$$F_{esc_{RT}} = c_d \cdot l_{ac} \cdot \sqrt{2\rho\Delta p} \cdot \frac{dA_o}{dt} + \frac{c_d A_o l_{ac}}{\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}} \cdot \frac{d\Delta p}{dt} \quad (3.61)$$

Esta força de escoamento em regime transiente, diferente da força de escoamento permanente, a qual atua no carretel agindo no sentido de fechar os orifícios, qualquer seja o sentido de escoamento, pode agir em ambos os sentidos, segundo o fluido esteja sendo acelerado ou desacelerado, podendo atuar como um fator desestabilizante em alguns casos.

É comumente aceito que a parcela correspondente à taxa de variação da pressão no tempo seja desprezada. Mas segundo como é sugerido em Manring (2012), será considerada neste trabalho para obter a modelagem completa das forças no carretel.

O valor total da força de escoamento no carretel, considerando a parte permanente e transiente, fica de acordo com a seguinte expressão:

$$F_{esc_{Total}} = F_{esc_{RPa}} + F_{esc_{RT}} \quad (3.62)$$

3.3.4 Força lateral.

Conforme Merrit (1967), a folga radial permite vazamentos que atravessam os ressaltos do carretel, e a conicidade deles geram força lateral exercida sobre o carretel devido a uma perda da equalização da pressão ao redor deles, o qual pode ocasionar travamento hidráulico, como é ilustrado na Figura 3.28.

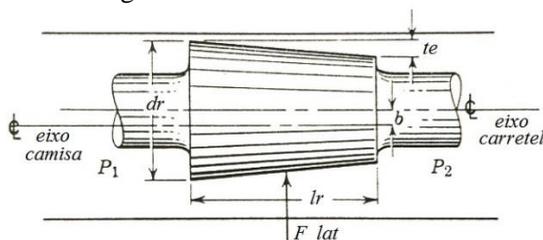


Figura 3.28 – Força lateral por conicidade do ressalto do carretel. (adaptado MERRIT, 1967).

Esta força é dada por:

$$F_{lat} = \frac{\pi \cdot lr \cdot dr \cdot te \cdot (\Delta p)}{4 \cdot b} \cdot \left[\frac{2 \cdot fr + te}{\sqrt{(2 \cdot fr + te)^2 - 4 \cdot b^2}} - 1 \right] \quad (3.63)$$

onde:

te = rebaixo por conicidade [m];

b = excentricidade [m].

Segundo Borghi (2001), a excentricidade é considerada como 95% da folga radial. Isto é: $b = 0.95 \cdot fr$.

3.4 EQUAÇÃO DO MOVIMENTO DO CARRETEL DA VÁLVULA

Aplicando a segunda lei de Newton para o carretel da válvula distribuidora, levando em conta a massa total do sistema de acionamento, Figura 3.29, e considerando a situação na qual o carretel é acelerado na direção axial para abrir o pórtico A da válvula, obtém-se:

$$\sum F = p_{A_p} \cdot A_M - p_s \cdot A_m - F_{esc_{Total}} - F_{at} = m_t \cdot a_c \quad (3.64)$$

Onde:

p_{A_p} = Pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora [Pa];

p_s = Pressão de suprimento [Pa];

A_M = Área maior dos pinos de acionamento [m²];

A_m = Área menor dos pinos de acionamento [m²].

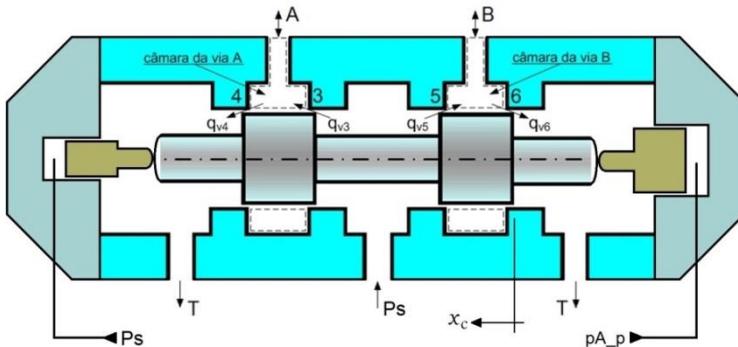


Figura 3.29 – Esquema de acionamento da válvula distribuidora.

Organizando a equação anterior, obtém-se a expressão para o cálculo da pressão de pilotagem.

$$p_{A_p} = \frac{p_s \cdot A_m + Fesc_{Total} + F_{at} + m_t \cdot a_c}{A_M} \quad (3.65)$$

A equação de equilíbrio estático do carretel da válvula obtém-se para quando, $a_c = 0$ e $v_d = 0$. Assim, tem-se:

$$\sum F = p_{A_p} \cdot A_M - p_s \cdot A_m - Fesc_{RPa} - Fs = 0 \quad (3.66)$$

o que conduz à:

$$p_{A_{p_est}} = \frac{p_s \cdot A_m + Fesc_{RPa} + Fs}{A_M} \quad (3.67)$$

Onde:

Fs = Força de atrito estática [N].

Será considerada a situação na qual a força de atrito estática assume o máximo valor.

4 MODELAGEM E PROGRAMAÇÃO PARA SIMULAÇÃO.

Dada à existência de interdependências de variáveis do equacionamento apresentado no capítulo anterior, é possível construir uma sequência, onde as equações convenientemente associadas permitam, mediante um processo numérico iterativo, realizar diferentes cálculos. Dada esta característica, desenvolveu-se em Matlab-Simulink um modelo para simulação.

Assim, em primeiro lugar, foi desenvolvido um modelo estático da válvula distribuidora, depois outro modelo dinâmico, e finalmente um modelo de um sistema de controle de posição de pás do distribuidor, baseado nos modelos anteriores.

Neste mesmo sentido, foi estruturada, uma modelagem dupla, onde dois modelos rodam em paralelo, tentando reproduzir um sistema de monitoramento para detecção de falhas baseado em equações de paridade (parity equations), onde um dos modelos representa a válvula distribuidora em boas condições e o outro a válvula com falhas.

4.1 CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES

A posição nula ou neutra do carretel, que é onde o sinal de entrada da posição do carretel zero ($x_c = 0$), corresponde ao centro geométrico, o qual será considerado coincidente com o centro hidráulico da válvula (posição do carretel na qual se mantem a mesma pressão nas vias de trabalho A e B). Deste modo fica definido o comprimento de sobreposição (sv), como a menor distância entre a face do lado do ressalto do carretel e a parede interna do furo da camisa, como pode ser visualizado na Figura 4.1.

O arredondamento de cantos, tanto da camisa quanto do ressalto do carretel, com origem nos processos de fabricação ou por desgaste da válvula pela utilização em serviço, modifica o comprimento real efetivo de recobrimento, que é a região onde a área de passagem do fluido é anelar. Por este motivo, é definido o comprimento de sobreposição efetivo (sv_ef), para cada orifício, como a distância efetiva de recobrimento, que será dependente dos raios de arredondamentos dos cantos, como é ilustrado na Figura 4.1.

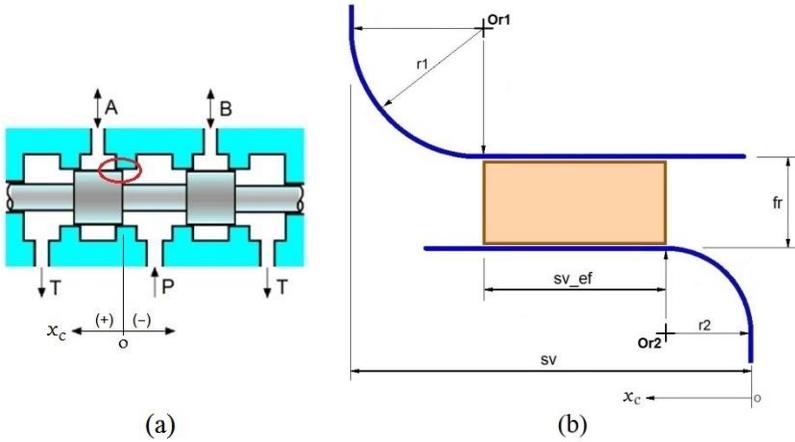


Figura 4.1 – (a) Posição neutra do carretel; (b) Vista em detalhe da sobreposição (sv) e sobreposição efetiva (sv_{ef}).

A relação que vincula a sobreposição com a sobreposição efetiva é dada por:

$$sv = sv_{ef} + r1 + r2 \quad (4.1)$$

A situação na qual a sobreposição efetiva torna-se nula dá-se no caso da iminência de abertura do orifício da camisa, conforme pode ser visualizado na Figura 4.2(a). Isto acontece quando o carretel adota a posição:

$$x_c = sv - r1 - r2 = sv_{ef} \quad (4.2)$$

A partir deste ponto, se o carretel se desloca abrindo os quatro orifícios principais da camisa, para uma via de trabalho, começa a aumentar a área do orifício de controle total da região sem sobreposição ($A_{o_total}^{RSS}$), ao mesmo tempo, a parcela da área anelar de abertura que era máxima ($A_{o_ab_max}^{RCS}$), começa a diminuir, ficando quantificada a partir desta posição pela área anelar de abertura ($A_{o_ab}^{RCS}$). A parcela de área anelar permanente ($A_{o_perm}^{RCS}$) continua sem modificação.

Nesta mesma posição do carretel, para quando $x_c = sv_{ef}$, é considerada a posição de zeragem da variável x_{ang} , ($x_{ang} = 0$), como pode ser observado na Figura 4.2(a).

$$x_{ang} = x_c - sv + r1 + r2 = x_c - sv_{ef} \quad (4.3)$$

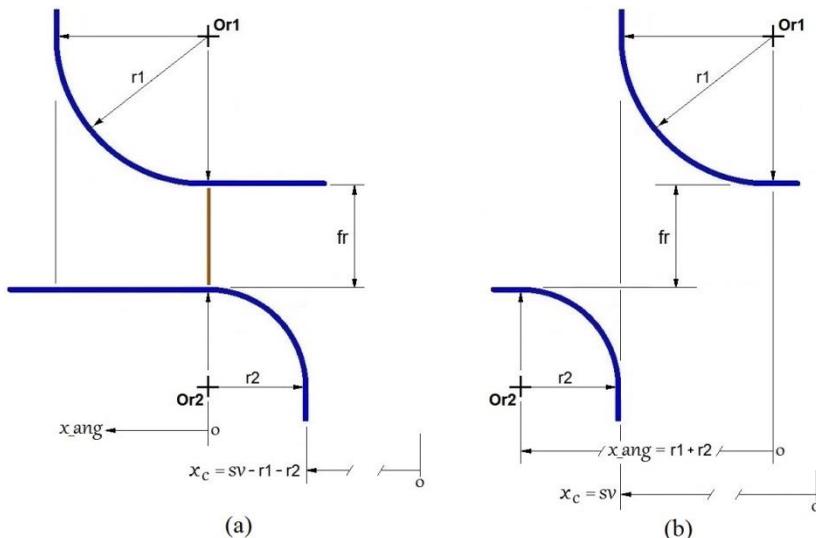


Figura 4.2 – (a) Posição de sobreposição efetiva nula coincidente com a iminência de abertura do orifício; (b) Posição do carretel para quando adota o valor de sobreposição $x_c = sv$.

Na Tabela 4.1 se realiza um mapeamento para os quatro orifícios principais de controle da camisa, segundo o deslocamento do carretel. Resume-se como, segundo a posição que adota o carretel, se determina a área de passagem do fluido hidráulico.

Tabela 4.1 – Mapeamento das áreas para os quatro orifícios de controle segundo o deslocamento do carretel.

Área	$x_c < -sv_{ef}$	$-sv_{ef} \leq x_c \leq sv_{ef}$	$x_c > sv_{ef}$
A_{o3}	$A_{o_{perm}}^{RCS} + A_{o_{ab_{max}}}^{RCS}$	$A_{o_{perm}}^{RCS} + A_{o_{ab_{max}}}^{RCS}$	$A_{o_{total}}^{RSS} + A_{o_{perm}}^{RCS} + A_{o_{ab}}^{RCS}$
A_{o4}	$A_{o_{total}}^{RSS} + A_{o_{perm}}^{RCS} + A_{o_{ab}}^{RCS}$	$A_{o_{perm}}^{RCS} + A_{o_{ab_{max}}}^{RCS}$	$A_{o_{perm}}^{RCS} + A_{o_{ab_{max}}}^{RCS}$
A_{o5}	$A_{o_{total}}^{RSS} + A_{o_{perm}}^{RCS} + A_{o_{ab}}^{RCS}$	$A_{o_{perm}}^{RCS} + A_{o_{ab_{max}}}^{RCS}$	$A_{o_{perm}}^{RCS} + A_{o_{ab_{max}}}^{RCS}$
A_{o6}	$A_{o_{perm}}^{RCS} + A_{o_{ab_{max}}}^{RCS}$	$A_{o_{perm}}^{RCS} + A_{o_{ab_{max}}}^{RCS}$	$A_{o_{total}}^{RSS} + A_{o_{perm}}^{RCS} + A_{o_{ab}}^{RCS}$

De forma análoga, para apresentar as equações do diâmetro hidráulico, construímos a Tabela 4.2, que mostra em cada caso, quais são as equações utilizadas, segundo o deslocamento do carretel.

Tabela 4.2 – Mapeamento dos diâmetros hidráulicos para os quatro orifícios de controle segundo o deslocamento do carretel.

Diâmetro hidráulico	$x_c < -sv_{ef}$	$-sv_{ef} \leq x_c \leq sv_{ef}$	$x_c > sv_{ef}$
D_{h3}	$d_{ic} - d_r$	$d_{ic} - d_r$	$D_{h_{total}}^{RSS}$ $D_{h_{total}}^{RCS}$
D_{h4}	$D_{h_{total}}^{RSS}$ $D_{h_{total}}^{RCS}$	$d_{ic} - d_r$	$d_{ic} - d_r$
D_{h5}	$D_{h_{total}}^{RSS}$ $D_{h_{total}}^{RCS}$	$d_{ic} - d_r$	$d_{ic} - d_r$
D_{h6}	$d_{ic} - d_r$	$d_{ic} - d_r$	$D_{h_{total}}^{RSS}$ $D_{h_{total}}^{RCS}$

De acordo com as dimensões da válvula apresentadas no Apêndice C, a vazão correspondente à parcela de área anelar da região com sobreposição permanente, conserva sempre as características de um escoamento em regime laminar, ou seja:

$$q_{v_{lam_perm}}^{RCS} \cong 1 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} < q_{v_{trans_perm}}^{RCS} \cong 1 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.4)$$

As equações da vazão para a região com sobreposição ficam de acordo com as equações da Seção 3.1.3.1, para o caso da parcela de área anelar de abertura para quando é máxima, da seguinte forma:

$$q_{v_{lam_ab_max}}^{RCS} = 0,01286 \cdot \frac{(D_{h_{ab_max}}^{RCS})^2 \cdot A_{o_{ab_max}}^{RCS}}{v \cdot l_{sob}} \cdot \left(\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho} \right) \quad (4.5)$$

$$q_{v_{turb_ab_max}}^{RCS} = c_{d_turb} \cdot A_{o_{ab_max}}^{RCS} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (4.6)$$

$$q_{v_{trans_ab_max}}^{RCS} = 77,7605 \cdot \frac{A_{o_{ab_max}}^{RCS} \cdot l_{sob} \cdot v \cdot c_{d_turb}^2}{(D_{h_{ab_max}}^{RCS})^2} \quad (4.7)$$

Na posição do carretel para o qual $x_c = sv_ef$, a sobreposição efetiva torna-se nula e neste ponto ocorre uma mudança da forma de modelar o coeficiente de descarga c_d , passando de um modelo de tubo curto para outro de canto vivo. Isto acontece para a vazão da parcela de área anelar de sobreposição de abertura dos orifícios da camisa para quando é máxima. Neste ponto, na iminência de abertura, a vazão tem características de um escoamento turbulento, já abrindo o orifício principal da camisa, a vazão para este orifício, fica modelada segundo as equações da Seção 3.1.3.2, para a região sem sobreposição. Porém, como já foi mencionado anteriormente, permanece existindo uma parcela de área anelar $A_{o_ab}^{RCS}$ que vai diminuindo. Para os fins de manter uma continuidade da modelagem, a vazão correspondente para esta parcela adota as características de um escoamento turbulento, que a é a última característica que tinha a vazão da área anelar máxima no momento de abrir. Estes aspectos estão ilustrados nas Figuras 4.3 a 4.5.

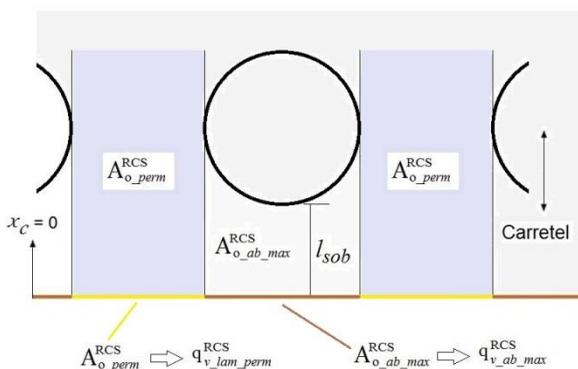


Figura 4.3 – Vazão nas parcelas de área anelar para quando o carretel adota a posição $x_c = 0$.

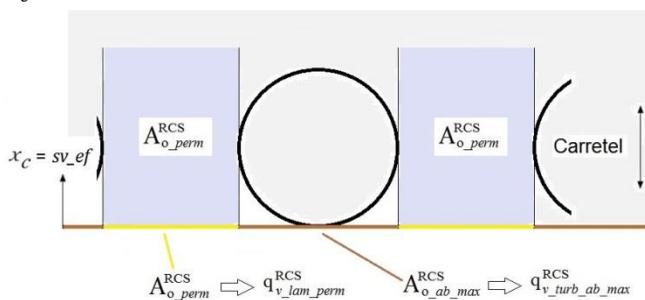


Figura 4.4 – Vazão nas parcelas de área anelar para quando o carretel adota a posição $x_c = sv_ef$.

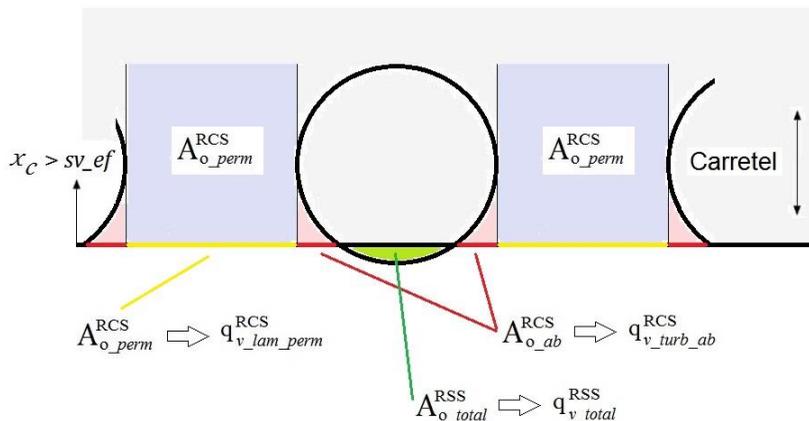


Figura 4.5 – Vazão nas parcelas de área anelar para quando o carretel adota a posição $x_c > sv_{ef}$.

4.2 MODELO ESTÁTICO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA

O primeiro modelo desenvolvido da válvula distribuidora no ambiente Matlab-Simulink está constituído essencialmente por dois blocos. O primeiro deles contém as equações dos cálculos geométricos, para determinar as áreas dos orifícios de controle e comprimentos de sobreposição; também contém as equações da vazão para cada orifício com o coeficiente de descarga segundo o regime de escoamento e as equações para o cálculo da força de escoamento, neste caso somente a parcela para o regime permanente. O segundo bloco contém a equação de equilíbrio de forças no carretel da válvula. Na figura seguinte é possível visualizar o esquema representativo do modelo.

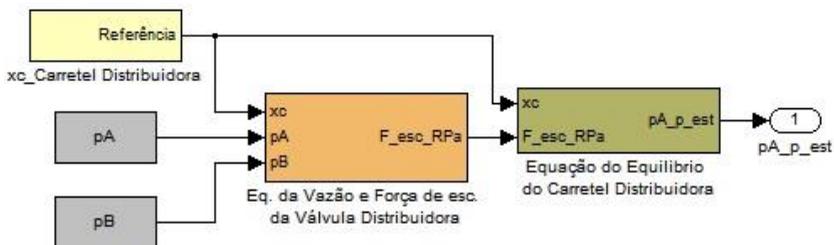


Figura 4.6 – Modelo estático da válvula distribuidora em ambiente Matlab-Simulink.

O modelo está estruturado de forma tal que possui como entrada as variáveis que poderiam ser obtidas experimentalmente por instrumentos de medição e ingressadas por um sistema de aquisição. Mediante os cálculos utilizando o modelo, resulta no valor da pressão da câmara A de pilotagem da válvula (pA_p).

Para emular um sistema de detecção de falhas baseado no método de equações de paridade (Parity equations) é construído em paralelo um segundo modelo, de forma tal, que um representa a válvula em boas condições e o outro, perante modificações dos valores dos parâmetros utilizados na modelagem, representa a válvula em uma situação de falha.

A construção da estrutura utilizada é apresentada na Figura 4.7.

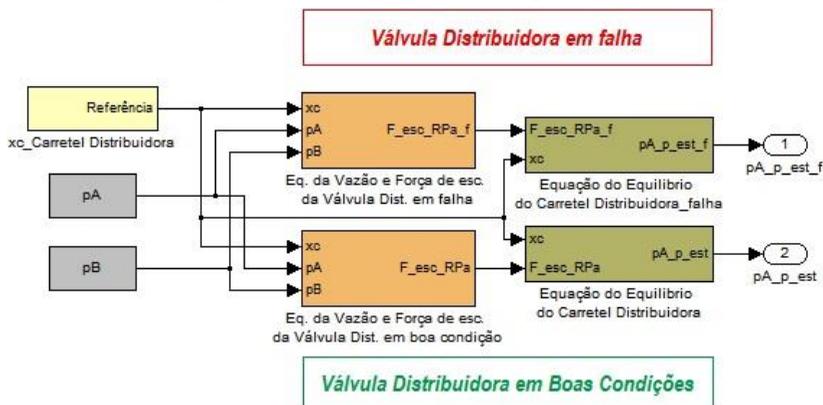


Figura 4.7 – Modelo estático duplo em paralelo da válvula distribuidora no ambiente Matlab-Simulink, representando a estrutura de “Parity Equation”.

4.3 MODELO DINÂMICO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA

De forma análoga ao modelo estático da válvula é construído o modelo dinâmico, com a diferença que no primeiro bloco a força de escoamento total está formada pela parcela permanente e transiente e o segundo bloco contém a equação de movimento do carretel considerando a massa total do sistema de acionamento. O parâmetro dinâmico do coeficiente de atrito viscoso variável é modelado segundo os valores experimentais obtidos do mapa de atrito estático do cilindro simétrico CGT3 MS2 25 18 200, utilizado por Szpak (2008), porém são adaptados os valores da força de atrito estática positiva e negativa, conforme a Equação (3.51), considerando $\mu_s = 0,1$ para superfícies aço – aço lubrificadas conforme Dietsche e Klingebiel (2005), $F_N = 98$ N,

correspondente ao peso da massa total de deslocamento do conjunto carretel distribuidora mais os pinos de pilotagem. Os polinômios acrescentam o termo relativo à força lateral decorrentes dos efeitos de conicidade do carretel, deslocando o polinômio por adição de uma quantia constante. Embora todo o sistema de acionamento, incluído o carretel da válvula distribuidora, seja de um tamanho significativo, este não apresenta restrições de vedação contra vazamento indesejado como os êmbolos dos cilindros hidráulicos.

Tabela 4.3 – Parâmetros do cilindro simétrico CGT3 MS2 25 18 200. (adaptado de SZPAK, 2008). (*) valores adaptados.

Parâmetro	Valor	Unidade
FSP → Nível máximo da força de atrito estático positivo	9,8 (*)	[N]
FSN → Nível máximo da força de atrito estático negativo	-9,8 (*)	[N]
$\dot{x}_{lim,p}$ → Velocidade limite no sentido positivo do movimento	0,002454	[m/s]
$\dot{x}_{lim,n}$ → Velocidade limite no sentido negativo do movimento	-0,002454	[m/s]
$\dot{x}_{0,p}$ → Velocidade de <i>stick</i> positiva	0,002454*0,95	[m/s]
$\dot{x}_{0,n}$ → Velocidade de <i>stick</i> negativa	-0,002454*0,95	[m/s]

A estrutura do modelo dinâmico no ambiente Matlab-Simulink pode ser observada na Figura 4.8.

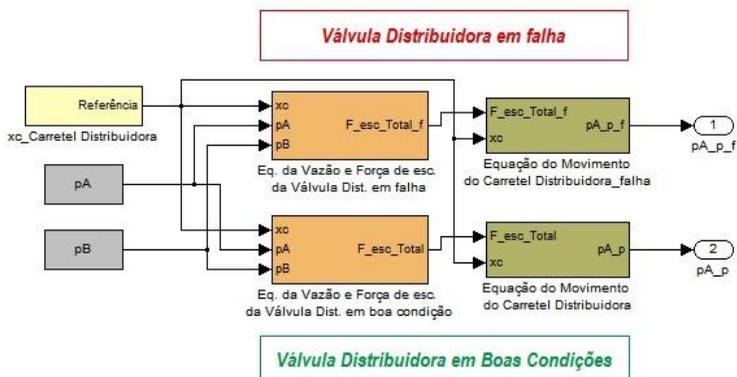


Figura 4.8 – Modelo dinâmico da válvula distribuidora em ambiente Matlab-Simulink.

A configuração adotada permite realizar uma comparação entre o modelo dinâmico e estático da válvula distribuidora, analisando a resposta de cada um deles segundo as mesmas entradas, como representado na Figura 4.9.

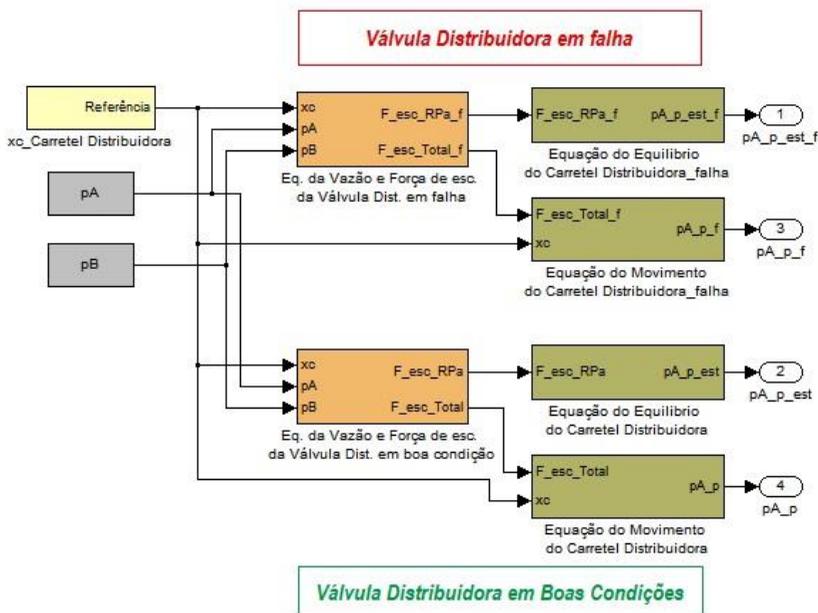


Figura 4.9 – Comparação entre os modelos estático e dinâmico da válvula distribuidora em ambiente Matlab-Simulink.

4.4 MODELO DINÂMICO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA EM UM SIMULADOR DE UM SISTEMA DE CONTROLE DE POSIÇÃO DE PÁS DO DISTRIBUIDOR

Com o objetivo de construir um simulador de um sistema de controle de posição de pás do distribuidor, do qual possam ser obtidos os valores de entradas dos modelos da válvula distribuidora que guardem uma característica representativa de uma situação real, são modelados um atuador hidráulico e uma válvula proporcional, de forma tal, que estejam conectados segundo a Figura 4.10. Para o controle de posição das pás do distribuidor será utilizada uma malha de controle conforme Rodrigues (2001), Figura 4.11, a qual contém dois controladores PI.

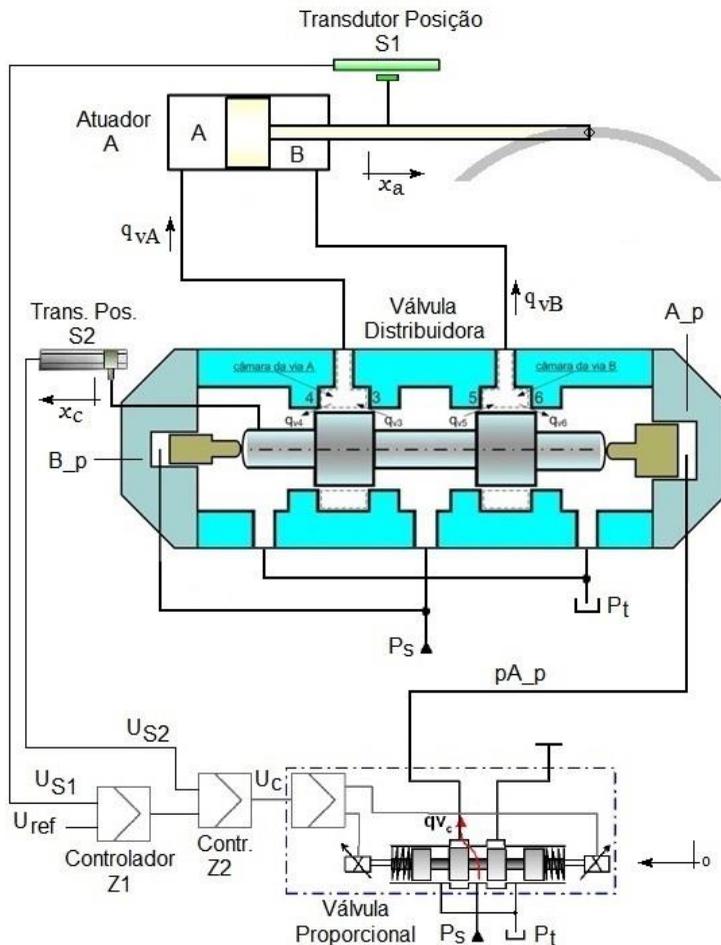


Figura 4.10 – Sistema de controle de posição de pás do distribuidor da turbina.

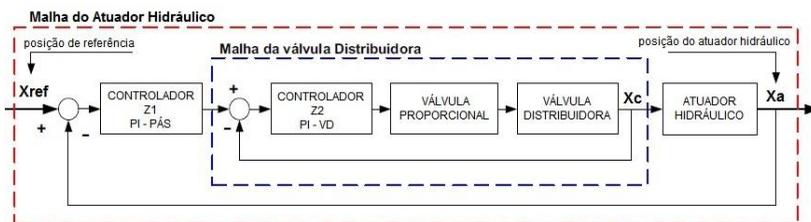


Figura 4.11 – Diagrama de blocos da malha de controle de posição do distribuidor da turbina. (adaptado de RODRIGUES et al., 2001).

4.4.1 Atuador hidráulico.

A modelagem comportamental de um atuador hidráulico pode ser realizada utilizando a equação da continuidade para as câmaras do cilindro e a equação do movimento para o pistão, da mesma forma como realizado em Muraro (2010).

4.4.1.1 Equação da continuidade para as câmaras do cilindro

A equação da continuidade aplicada a um volume de controle determina que a diferença entre a vazão de entrada e saída é igual à variação do volume de controle no tempo mais à taxa de expansão ou compressão do fluido no volume de controle devido às variações na pressão no interior da câmara, sendo expresso segundo a seguinte relação.

$$q_{v1} - q_{v2} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (4.8)$$

onde:

q_{v1} = Vazão que entra no volume de controle [m³/s];

q_{v2} = Vazão que sai do volume de controle [m³/s];

V = Volume da câmara de controle [m³];

β_e = Módulo de compressibilidade efetivo [Pa];

$\frac{dV}{dt}$ = Variação do volume de controle no tempo [m³/s];

$\frac{V}{\beta_e} \cdot \frac{dp}{dt}$ = Taxa de compressão/expansão do fluido no VC [m³/s].

Aplicando a equação da continuidade para a câmara A e B do atuador hidráulico da Figura 4.10 têm-se:

$$q_{vA} = q_{v3} - q_{v4} = \frac{dV_A}{dt} + \frac{V_A}{\beta_e} \cdot \frac{dp_A}{dt} \quad (4.9)$$

$$q_{vB} = q_{v5} - q_{v6} = \frac{dV_B}{dt} + \frac{V_B}{\beta_e} \cdot \frac{dp_B}{dt} \quad (4.10)$$

onde:

$$V_A = V_{oA} + A_A \cdot x_a \quad (4.11)$$

$$V_B = V_{oB} + A_B \cdot (l_a - x_a) \quad (4.12)$$

Onde:

A_A = Área maior do atuador hidráulico [m²];

A_B = Área menor do atuador hidráulico [m²];

x_a = Posição do atuador hidráulico [m];

l_a = Carreira do atuador hidráulico [m].

V_{oA} Representa os volumes mortos da câmara A do cilindro, da câmara interna da via A da válvula distribuidora e do duto de conexão. Em forma análoga V_{oB} representa os volumes mortos da câmara B do cilindro, da câmara interna da via B da válvula distribuidora e do duto de conexão.

Substituindo.

$$q_{v3} - q_{v4} = A_A \cdot \frac{dx_a}{dt} + \frac{V_{oA} + A_A \cdot x_a}{\beta_e} \cdot \frac{dp_A}{dt} \quad (4.13)$$

$$q_{v5} - q_{v6} = -A_B \cdot \frac{dx_a}{dt} + \frac{V_{oB} + A_B(l_a - x_a)}{\beta_e} \cdot \frac{dp_B}{dt} \quad (4.14)$$

4.4.1.2 Equação do movimento do cilindro.

O coeficiente de atrito viscoso variável é modelado segundo os valores experimentais obtidos do mapa de atrito estático do cilindro assimétrico de dupla ação BOSCH modelo: CDT3MT4/80/56/500/Z/1X/B11HFDTWW – XV = 250mm, utilizado por Gonzalez (2012).

A escolha deste cilindro deve-se ao fato de serem os dados experimentais disponíveis no LASHIP que apresentavam o maior valor numérico da força de atrito estática. Os atuadores hidráulicos utilizados para o acionamento do anel distribuidor, em geral, têm dimensões significativas. Esta razão leva a que o mapa de atrito estático do cilindro assimétrico escolhido, guarde a melhor representatividade do atrito presente no atuador hidráulico, que é utilizado no sistema de posição do anel do distribuidor.

Tabela 4.4 – Parâmetros do cilindro assimétrico Bosch. (GONZALEZ, 2012).

Polinômios		
Pol. Avanço	[6,511x10 ⁴ 1,298 x10 ³ 1,047 x10 ³ 1,498 x10 ³]	
Pol. Recuo	[-7,6699 x10 ⁴ -3,049 x10 ³ -1,542 x10 ³]	
Parâmetro	Valor	Unidade
\dot{x}_{Limp}	5,03 x10 ⁻³	[m/s]
F_{Sp}	1,506 x10 ³	[N]
\dot{x}_{0p}	2,515 x10 ⁻⁴	[m/s]
\dot{x}_{Limm}	-5,985 x10 ⁻³	[m/s]
F_{Sn}	-1,527 x10 ³	[N]
\dot{x}_{0n}	-2,992 x10 ⁻⁴	[m/s]

Aplicando a segunda lei de Newton para o atuador hidráulico, obtém-se:

$$\sum F = p_A \cdot A_A - p_B \cdot A_B - F_{ata} - F_c = m_a \cdot a_a \quad (4.15)$$

Onde:

p_A = Pressão na câmara A do atuador [Pa];

p_B = Pressão na câmara B do atuador [Pa];

F_{ata} = Força de atrito do atuador [N];

F_c = Força de carga [N];

m_a = Massa deslocada por acionamento do atuador [Kg];

a_a = Aceleração da haste do atuador [m/s²].

4.4.2 Válvula proporcional.

A vazão de controle da válvula proporcional é modelada de acordo com a equação da vazão utilizada no modelo de Furst (2001), sem considerar o vazamento interno:

$$qv_c = K_v \cdot \frac{Uc}{U_n} \cdot \sqrt{\Delta P} \quad (4.16)$$

Onde:

K_v = Coeficiente de vazão total na válvula [m³/s.Pa^{1/2}];

Uc = Sinal de comando para a válvula [V];

Un = Sinal nominal de comando para a válvula [V];

ΔP = Diferença de pressão entre entrada e saída da válvula [Pa].

4.4.2.1 Equação da continuidade para a câmara de pilotagem da válvula distribuidora.

A válvula distribuidora possui duas câmaras de pilotagem, a câmara A de pilotagem (A_p), e a câmara B de pilotagem (B_p), conforme ilustrado na Figura 4.10.

Aplicando a equação da continuidade na câmara A de pilotagem obtém-se a seguinte relação, segundo a Equação 4.8:

$$q_{vc} = \frac{dV_{A_p}}{dt} + \frac{V_{A_p}}{\beta_e} \cdot \frac{dp_{A_p}}{dt} \quad (4.17)$$

Sendo:

$$V_{A_p} = V_{oAp} + V_{pn} + A_M \cdot x_c \quad (4.18)$$

Onde:

V_{oAp} Representa os volumes mortos da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora (A_p), da câmara interna da via A da válvula proporcional e da canalização de conexão.

V_{pn} Representa o volume da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora correspondente à posição neutra do carretel.

Substituindo.

$$q_{vc} = A_M \cdot \frac{dx_c}{dt} + \frac{V_{oAp} + V_{pn} + A_M \cdot x_c}{\beta_e} \cdot \frac{dp_{A_p}}{dt} \quad (4.19)$$

A câmara B de pilotagem da válvula distribuidora não precisa ser modelada, dado que a pressão de pilotagem é a pressão de suprimento.

4.4.3 Modelo no ambiente Matlab-Simulink da válvula distribuidora em um simulador de um sistema de controle de posição de pás do distribuidor.

O diagrama de blocos do modelo (Figura 4.12) está estruturado de forma tal que possui na parte superior o conjunto: controlador,

válvula proporcional, modelo dinâmico da válvula distribuidora em falha e atuador hidráulico, o qual guarda uma configuração esquemática representativa de uma situação real, segundo como foi apresentado na Figura 4.10. Na parte inferior, encontra-se o modelo dinâmico da válvula distribuidora em boas condições.

Esta construção em paralelo análoga às anteriores permite emular um sistema de detecção de falhas baseado no método de equações de paridade (Parity equations). Do modelo dinâmico da válvula distribuidora em situação de falha, que se encontra na parte superior do conjunto, é possível obter a pressão de pilotagem da câmara A em falha (pA_{p_falha}), e ser comparada com a pressão de pilotagem da câmara A do modelo dinâmico da válvula distribuidora em boas condições (pA_p).

A situação de falha é obtida mediante as modificações dos valores de alguns parâmetros utilizados na modelagem da válvula distribuidora.

No caso do leitor estar interessado em uma modelagem mais abrangente da dinâmica de reguladores de velocidade em usinas hidrelétricas, o autor sugere consultar o trabalho de Mazzorana (2008).

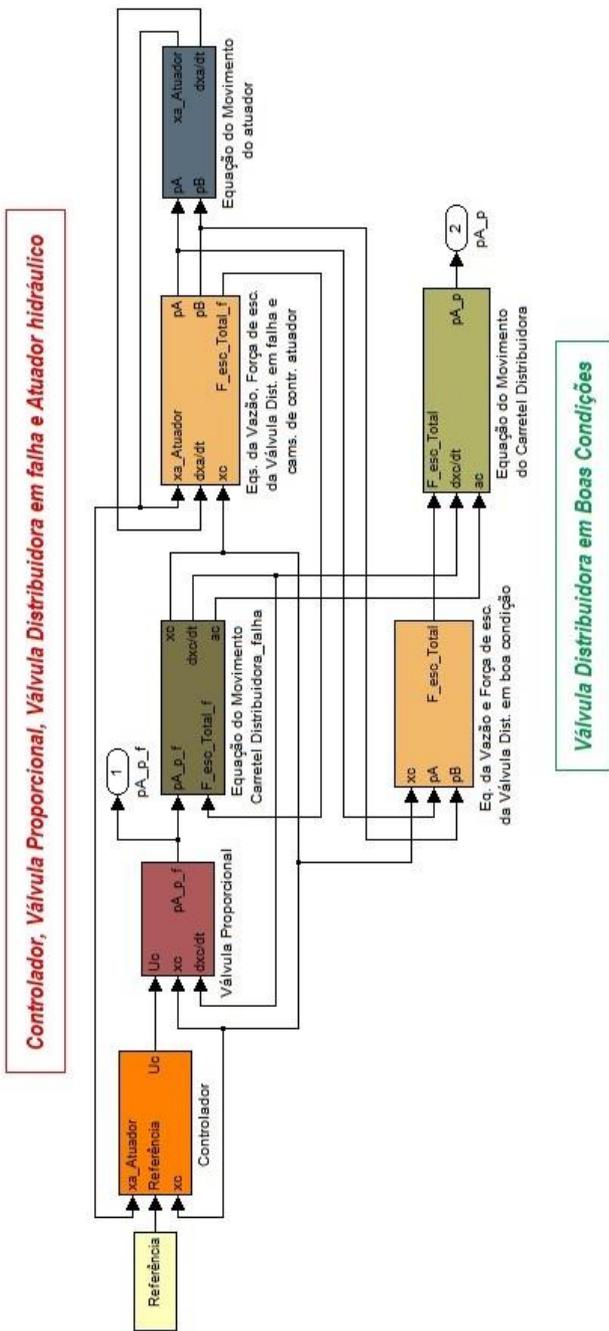


Figura 4.12 - Simulação de um sistema de controle de posição de pás do anel distribuidor com detecção de falha mediante o modelo dinâmico da válvula distribuidora.

5 RESULTADOS DE SIMULAÇÕES.

5.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo será realizada a análise de sensibilidade para avaliar a influência de alguns parâmetros sobre os modelos desenvolvidos, com a finalidade de qualificar a capacidade de detecção de falhas. A modelagem realizada foi feita com o intuito de utilizar determinados parâmetros, que pelas suas variações, pudessem representar as consequências dos mecanismos de ação que geram as falhas.

É desta forma, que utilizando os conceitos da seção 2.4, onde foram analisados os problemas que apresentam as válvulas hidráulicas, foram selecionados dois modos de falhas mecânicas, as falhas por desgaste, com efeitos de degradação de superfícies e as falhas de movimentos, para o caso do travamento hidráulico.

Os parâmetros internos da válvula distribuidora representativos, perante as variações dos seus valores, para os distintos casos de falhas, são detalhados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 Parâmetros internos da válvula representativos de falhas mecânicas.

Falhas Mecânicas			
Tipo de Falha	Mecanismo de ação	Consequências	Parâmetros
Falhas de Desgaste	Degradação das superfícies	Arredondamento de cantos	$r_1 ; r_2$
		Aumento de folga radial	$d_{ic} ; d_r$
Falhas de Movimento	Força lateral	Travamento hidráulico	$t_e \Rightarrow B_v$

O arredondamento dos cantos dos orifícios principais da camisa e o carretel conseguem-se com o aumento dos valores dos raios de arredondamento da camisa (r_1) e do carretel (r_2).

O aumento da folga radial pelo desgaste consegue-se com o aumento do diâmetro internos da camisa (d_{ic}) e pela diminuição do diâmetro externo do ressalto do carretel (d_r).

O travamento hidráulico consegue-se representar pelo aumento do coeficiente de atrito viscoso variável (B_v), como consequência de um

aumento do atrito de Coulomb ocasionado por o surgimento de uma força lateral no carretel, segundo o parâmetros de conicidade (te) do carretel da válvula.

Na Tabela 5.2 são detalhadas as variações dos valores dos parâmetros internos da válvula considerados para a simulação. Nas duas últimas colunas estão os valores da força lateral como consequência da conicidade (te), e os valores do coeficiente de vazão laminar, os quais são separados progressivamente desde uma condição de canto de ângulo vivo $\delta = 0,157$ até canto arredondado com $\delta = 0,2$. De igual maneira, os raios foram separados até chegar à situação final de centro crítico, isto é, sem sobreposição. O caso A é a condição de válvula saudável.

Tabela 5.2 – Valores dos parâmetros internos considerados para a simulação.

Falha	r1 [10 ⁻³ m]	r2 [10 ⁻³ m]	dic [10 ⁻³ m]	dr [10 ⁻³ m]	te [10 ⁻³ m]	F_lat [N]	δ [adm]
A	0.005	0.005	90.01	90.0	0	0	0.157
B	0.019	0.014	90.015	89.995	0.005	0.0593	0.168
C	0.033	0.023	90.02	89.99	0.01	0.0688	0.179
D	0.046	0.031	90.025	89.985	0.015	0.0748	0.189
E	0.06	0.04	90.03	89.98	0.02	0.0790	0.2

5.2 AVALIAÇÃO DO FUNCIONAMENTO INTERNO DO MODELO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA

Nesta seção será analisado o funcionamento interno do modelo da válvula distribuidora, em relação à abertura e fechamento dos orifícios principais da válvula sob os distintos valores de falhas de desgaste considerados e o escoamento decorrente destas situações.

Para uma trajetória senoidal de amplitude de 2×10^{-3} m do carretel da válvula distribuidora, conforme Figura 5.1, e considerando somente o caso de arredondamento de cantos, obtêm-se as curvas que são ilustradas na Figura 5.2.

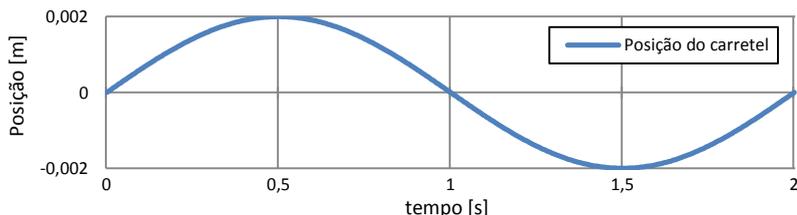
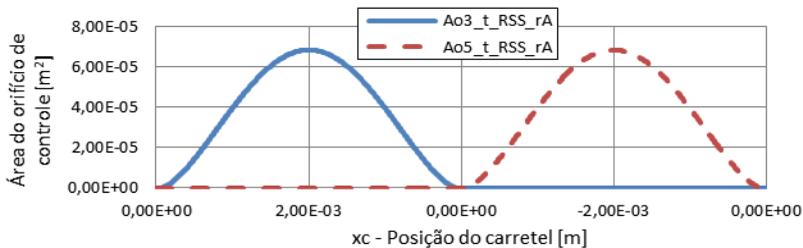
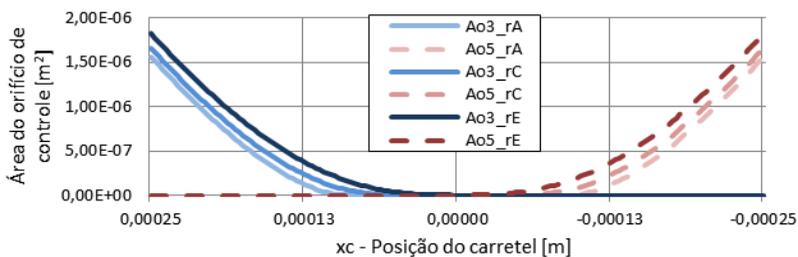


Figura 5.1 – Trajetória senoidal do carretel da válvula distribuidora.



(a)



(b)

Figura 5.2 – Área total da região sem sobreposição, ($A_{o_total}^{RSS}$): (a) para os orifícios de controle 3 e 5, com raios do caso A ; (b) detalhe da área de fechamento nos casos de raios A,C e E.

Na Figura 5.2 é possível observar que, a medida que os raios r_1 e r_2 aumentam, diminui a região de sobreposição efetiva, passando de uma situação de centro supercrítico a uma situação crítica.

Se agora é considerada somente a metade do ciclo senoidal, onde se consegue a abertura e fechamento do orifício 3, conforme a Figura 5.3, observa-se que a diferença de áreas entre cada caso de falha e a condição saudável (caso A) é máxima nas posições próximas a fechar, como se ilustra na Figura 5.4.

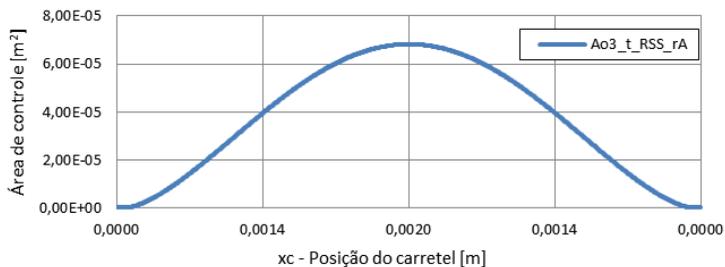


Figura 5.3 – Área total do orifício 3 da região sem sobreposição, ($A_{o3_total}^{RSS}$), para a metade da trajetória senoidal do carretel da válvula distribuidora.

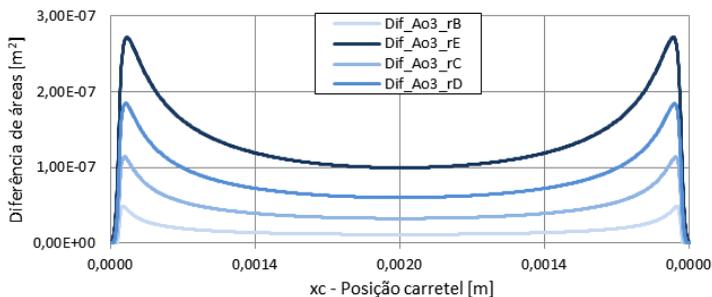
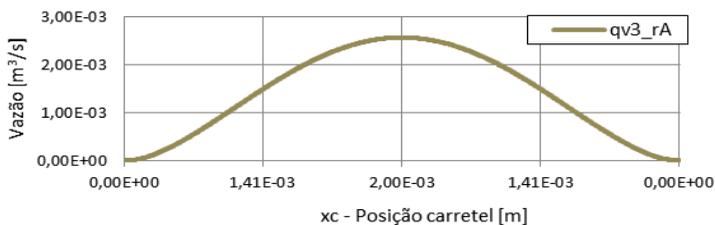
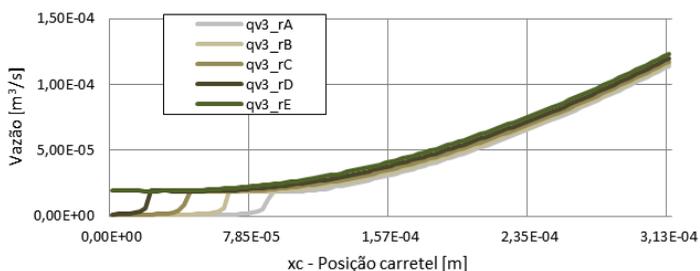


Figura 5.4 – Diferenças de área total do orifício de controle 3, ($A_{o3_total}^{RSS}$), entre cada caso de falha de raio e a condição saudável (caso A).

A vazão correspondente à abertura do orifício 3 da válvula, que é constituída pelas parcelas das vazões das áreas ($A_{o3_total}^{RSS}$) e ($A_{o3_total}^{RCS}$) é ilustrada na Figura 5.5 (a), na condição do caso A. Considerando os diferentes valores de raios, pode-se observar, no detalhe da Figura 5.5 (b), como a vazão correspondente à sobreposição, modelada sob condição de tubo curto, diminui conforme o aumento dos raios de arredondamento.



(a)



(b)

Figura 5.5 – (a) Vazão correspondente à abertura do orifício 3 da válvula, para situação saudável (caso raio A); (b) detalhe para diferentes raios.

As diferenças de vazão entre cada caso de arredondamento e a condição saudável são ilustradas na Figura 5.6.

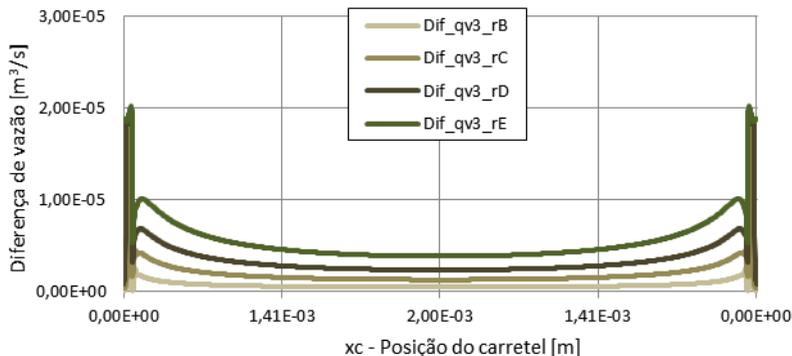


Figura 5.6 – Diferenças de vazão do orifício 3 da válvula, entre cada caso de falha de raio e a condição saudável (caso A).

A seguir será realizada a análise considerando somente a falha por desgaste manifestada pela alteração dos diâmetros do ressalto do carretel (d_r) e da camisa (d_{ic}), ocasionando maior folga radial. Observando o que acontece com o mesmo orifício de controle de área ($A_{o3_total}^{RSS}$).

Na figura 5.7, se ilustra em detalhe a abertura simultânea do orifício de controle para os diferentes valores de folga radial.

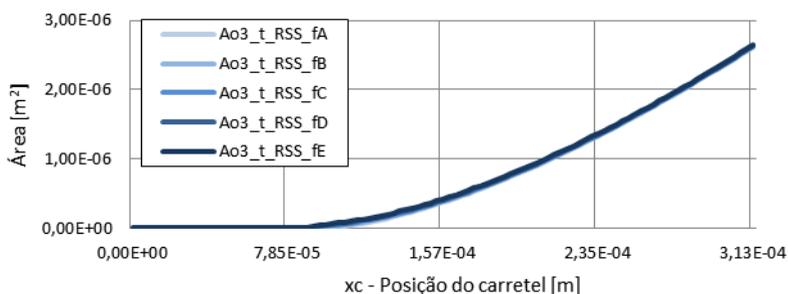


Figura 5.7 – Abertura simultânea para diferentes valores de folga radial.

As diferenças de área entre cada caso de falha por folga radial e a condição saudável (caso A), torna-se máxima à medida que o carretel da válvula aproxima-se para fechar o orifício de controle. Isto fica ilustrado na Figura 5.8, confirmando o que tinha sido previsto na Seção 3.2.1.1 do Capítulo 3.

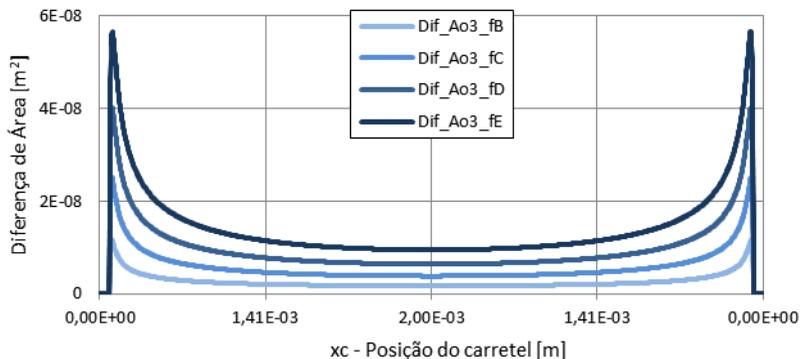


Figura 5.8 – Diferenças de área total do orifício ($A_{o3}^{RSS_{total}}$), entre cada caso de falha por folga radial e a condição saudável (caso A).

A curva da vazão do orifício 3 é similar à da Figura 5.5(a), porém analisando em detalhe vemos que na Figura 5.9, conforme aumenta a folga radial, o limite de transição entre o escoamento laminar e turbulento desloca-se para dentro do tubo curto, passando a aumentar o comprimento do escoamento em regime turbulento, dentro do tubo curto. Na situação onde somente era considerado o arredondamento dos cantos dos orifícios, o limite de transição entre o regime de escoamento laminar e turbulento acompanhava gradualmente a diminuição da região de sobreposição efetiva por causa do arredondamento.

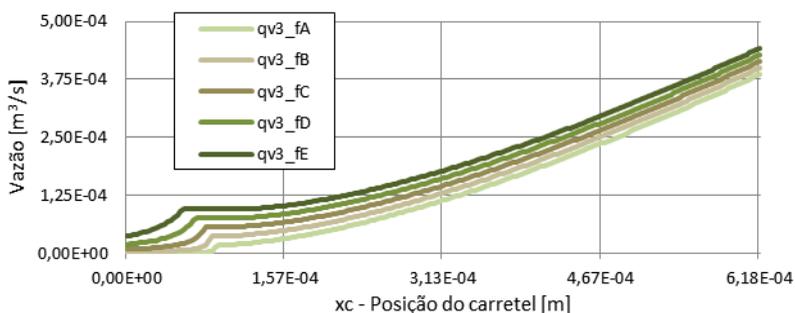


Figura 5.9 – Vazão correspondente ao orifício 3 da válvula, para diferentes valores de folga radial.

As diferenças de vazão entre cada caso de folga radial e a condição saudável são ilustradas na Figura 5.10.

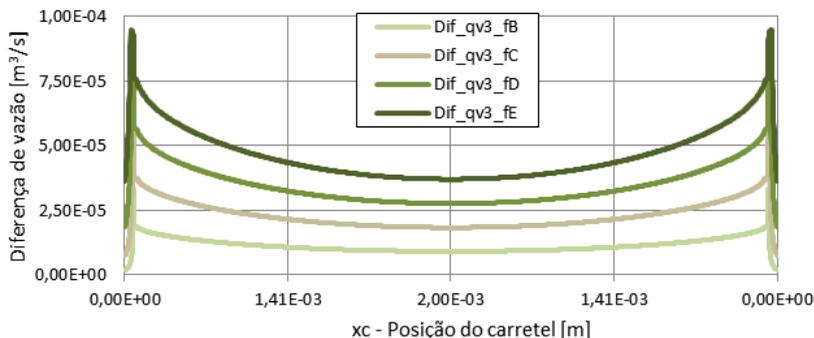


Figura 5.10 – Diferenças de vazão do orifício 3 da válvula, entre cada caso de falha de folga radial e a condição saudável (caso A).

Por último, será analisada a combinação de ambas as falhas, arredondamento de cantos e folga radial.

As diferenças de área entre cada caso de falha combinado por raios e folga radial, e a condição saudável, incrementam as características até agora observadas. Isto é ilustrado na Figura 5.11.

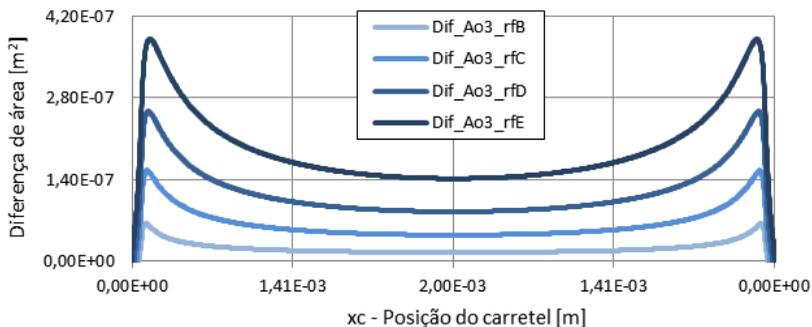


Figura 5.11 - Diferenças de área total do orifício ($A_{o3}^{RSS, total}$), entre cada caso de falha combinado por raios e folga radial, e a condição saudável (caso A).

Em forma análoga, acontece com a vazão pelo orifício em análise considerado. Na Figura 5.12, pode ser observado em detalhe, como o aumento da folga se combina com o aumento dos raios, ocasionando que o escoamento dentro tubo curto seja em sua maioria em regime turbulento. Diminuindo a uma taxa mais elevada o comprimento de tubo curto que apresente escoamento laminar.

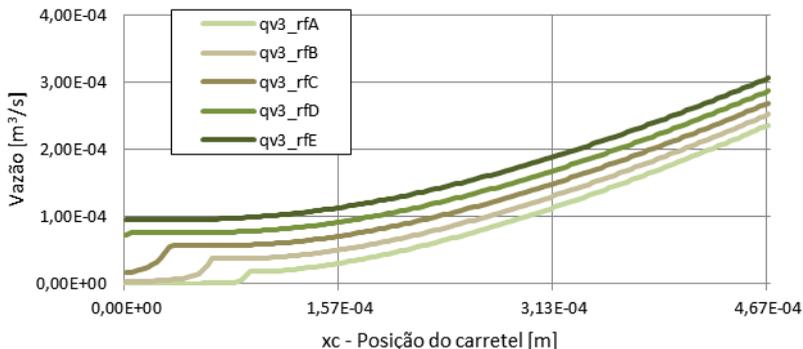


Figura 5.12 – Vazão correspondente ao orifício 3 da válvula, para diferentes valores combinados de raios e folga radial.

Na Figura 5.13, fica também evidenciado como as diferenças de vazão entre cada caso combinado e a condição saudável ficam mais acentuadas nas proximidades do fechamento do orifício.

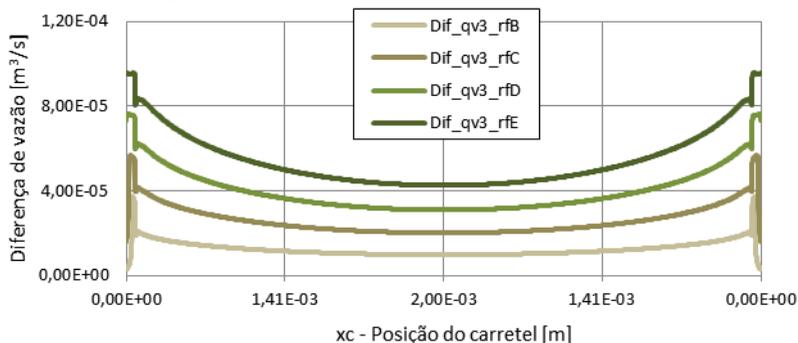


Figura 5.13 – Diferenças de vazão do orifício 3 da válvula, entre cada caso de falha combinado de raio e folga radial, e a condição saudável (caso A).

5.3 AVALIAÇÃO DA FORÇA DE ESCOAMENTO DO MODELO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA

Em base a Equação (3.62), será analisado o coeficiente de descarga e o ângulo do jato, em primeiro lugar.

A formação do jato aparece com a abertura do orifício da região sem sobreposição ($A_{o_total}^{RSS}$). O modelo descreve para o coeficiente de descarga um comportamento turbulento constante, como pode ser observado na Figura 5.14.

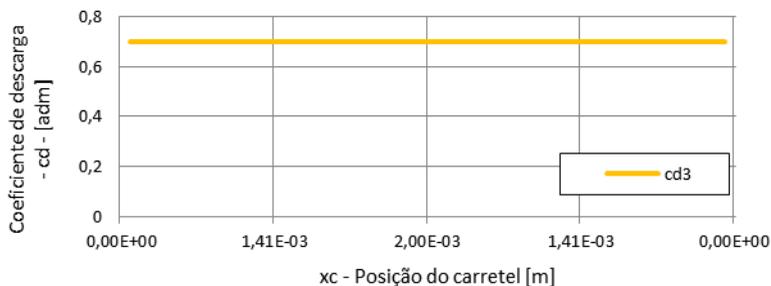


Figura 5.14 – Coeficiente de descarga para o orifício ($A_{03_total}^{RSS}$).

Na sequência da Figura 5.15, se ilustra o comportamento do ângulo do jato, quando é considerado somente o arredondamento dos cantos para o orifício ($A_{03_total}^{RSS}$).

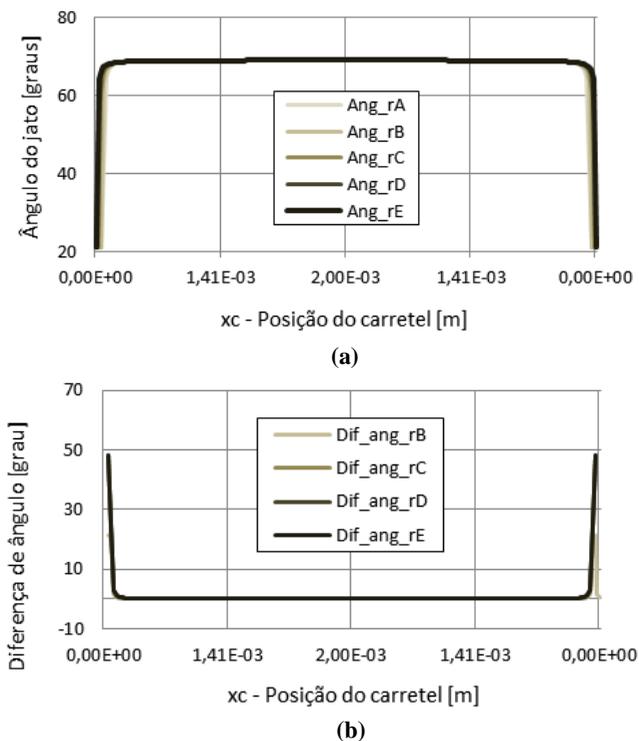
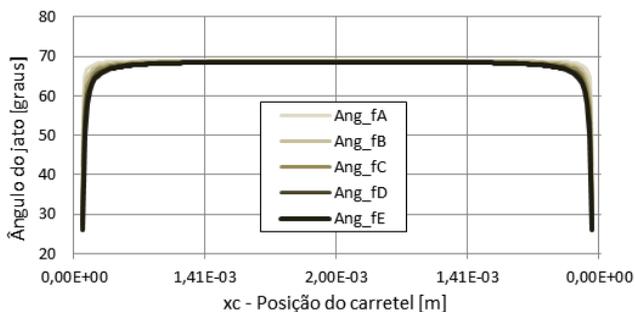
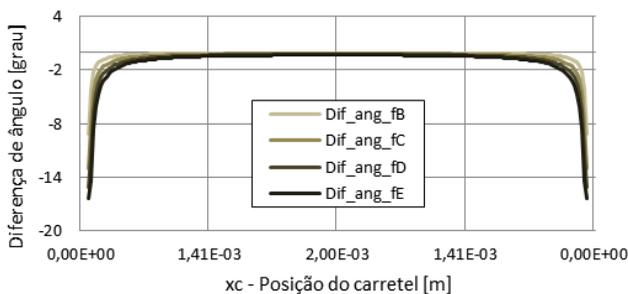


Figura 5.15 – Comportamento do ângulo do jato: (a) para diferentes raios e (b) diferença de cada caso de falha de raio em relação ao caso A.

Na sequencia da Figura 5.16, se ilustra o comportamento do ângulo do jato para o aumento da folga radial.



(a)



(b)

Figura 5.16 – Comportamento do ângulo do jato: (a) para diferentes folgas e (b) diferença de cada caso de falha de folga em relação ao caso A.

Observando as sequencias da Figura 5.15 e Figura 5.16, é possível visualizar que o aumento dos raios de arredondamento gera uma diferença positiva em relação ao caso saudável. Isto acontece devido a que o aumento dos raios desloca a posição de abertura em relação à condição saudável, abrindo antes. Desta forma aparece o jato com o respectivo ângulo, quando na condição saudável ainda não aconteceu a abertura.

O aumento da folga radial gera uma diferença negativa em relação ao caso saudável. Isto se deve ao fato que maior folga separa mais a camisa do carretel e desta forma diminui o ângulo do jato, conforme os estudos realizados por Von Mises estudados na Seção 3.3.3.1.

A força de escoamento depende do ΔP para cada orifício, considerando uma pressão de $p_A = 5 \times 10^6$ Pa e $p_B = 1 \times 10^6$ Pa, e uma

trajetória senoidal como a da Figura 5.1, é possível obter a curva da força de escoamento para os orifícios 3 e 5 da válvula distribuidora. Considerando em primeiro lugar, a variação dos raios de arredondamento, obtém-se a curva, para o caso saudável, Figura 5.17 (a) e as diferenças para os outros casos, Figura 5.17 (b).

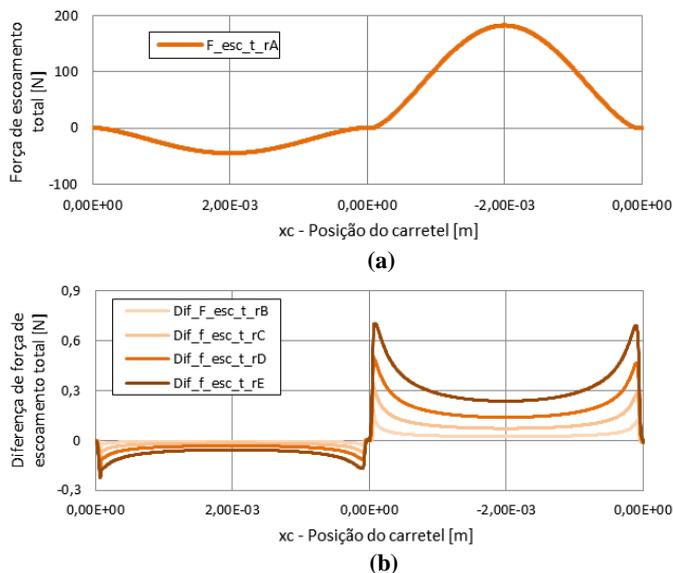


Figura 5.17 – (a) Força de escoamento total para a trajetória senoidal; (b) diferença para cada caso de arredondamento em relação ao caso A.

Considerando o aumento da folga radial, as diferenças em relação a cada caso com o caso ideal é ilustrado na Figura 5.18.

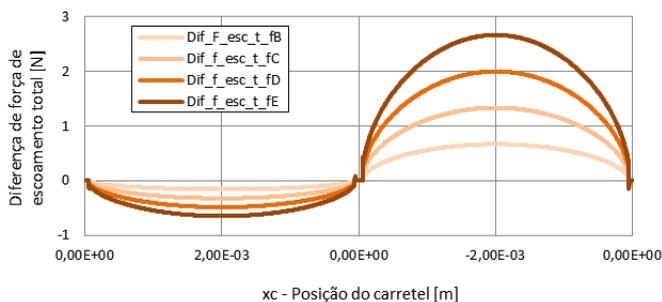


Figura 5.18 – Diferença da força de escoamento para cada caso de folga em relação ao caso A.

Observando a Figura 5.17 é possível visualizar como o aumento dos raios acentua um incremento na força de escoamento, para pequenos deslocamentos iniciais de abertura e para a situação próxima a fechar. Enquanto que para o aumento da folga radial, ilustrado na Figura 5.18, o incremento na força de escoamento se acentua na posição de máximo deslocamento do carretel.

Para ambos os casos fica evidenciado que a pressão de pilotagem e as curvas das diferenças de pressões de pilotagem, são afetadas pela diferença de pressão que existe em cada câmara interna da válvula com a pressão de suprimento.

5.4 AVALIAÇÃO DO MODELO ESTÁTICO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA

Nesta seção é avaliado o grau de capacidade de detecção do modelo estático da válvula distribuidora segundo as variações dos valores dos parâmetros considerados.

Considerando a mesma trajetória senoidal como a da Figura 5.1 e as mesmas pressões (p_A) e (p_B) da válvula distribuidora utilizadas na seção anterior, é obtida a curva de pressão na câmara A de pilotagem da válvula distribuidora (pA_{p_est}), como é ilustrada na Figura 5.19, na condição saudável.

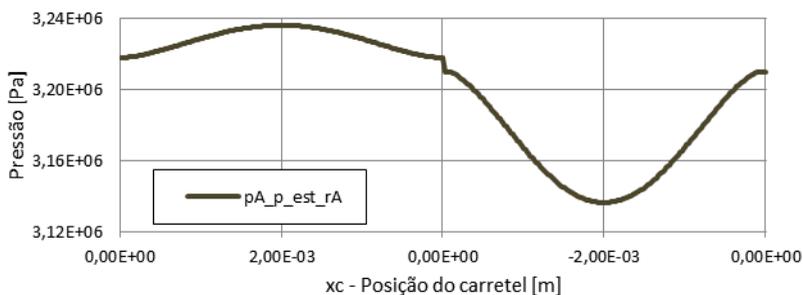


Figura 5.19 – Pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora em situação saudável.

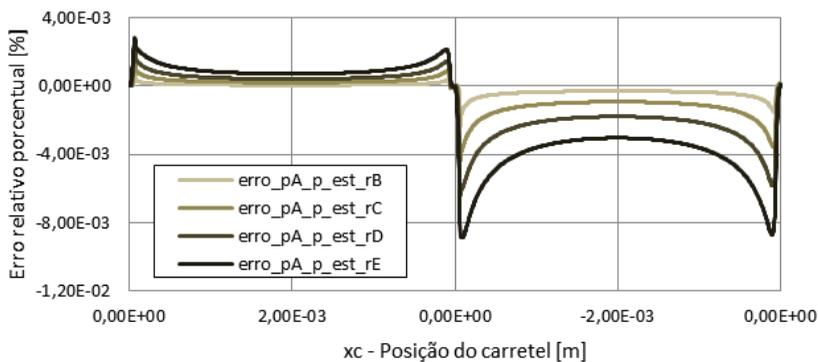
A pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora é uma grandeza que pode ser medida em uma situação real. E este é um sinal que pode ser utilizado para realizar a detecção de falhas.

Para facilitar a identificação dos limites de erro aceitáveis das variações que sofre este sinal devido às modificações de valores dos

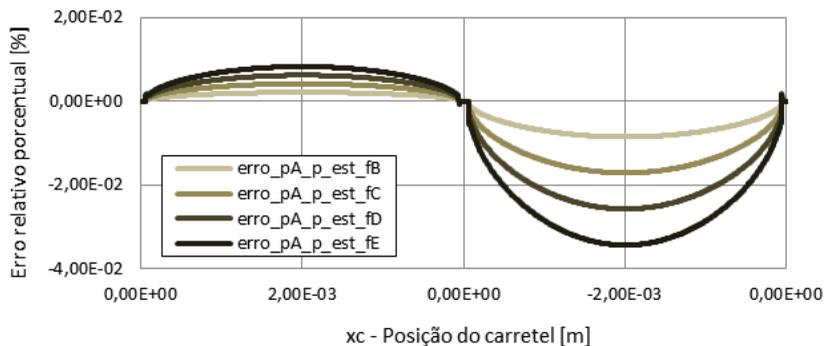
parâmetros internos da válvula, é obtido o erro relativo porcentual, segundo a Equação (5.1).

$$Erro \% = \frac{pA_{p_{est}(falha)} - pA_{p_{est}}}{pA_{p_{est}}} \cdot 100 \quad (5.1)$$

Na Figura 5.20 é ilustrado o erro porcentual para os casos de aumento de raios e folga.



(a)



(b)

Figura 5.20 – Erro relativo porcentual da pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora para: (a) aumento de raios; (b) aumento de folga.

Na sequencia anterior da Figura 5.20, é possível observar que a pressão de pilotagem sofre as mesmas características que a força de escoamento. Gerando um pico de sinal na abertura e fechamento para o

caso de aumento de raios, e um máximo na posição central para o caso de aumento de folga radial.

O valor do limite de erro relativo porcentual aceitável para realizar a detecção das falhas fica aberto a discussão, porque este depende do nível de sensibilidade desejado para conseguir a detecção segundo os requisitos da manutenção. A detecção da falha acontece quando o valor do erro relativo porcentual ultrapassa o limite imposto. Como exemplo, considere-se a trajetória de deslocamento negativo do carretel, se fosse colocado para o caso de arredondamento de cantos, um valor limite de $-8,00e^{-03}$ de erro relativo porcentual, este permitiria a detecção no caso da ocorrência da falha tipo E. Para o caso de aumento de folga radial, se fosse escolhido um valor limite de $-2,00e^{-02}$ de erro relativo porcentual, este permitiria a detecção no caso da ocorrência das falhas tipo D e E.

Embora estejam claramente demonstradas as distintas características que existem nas curvas de erros relativos para os casos de falhas considerados, estas apresentam pequenos valores de erros relativos, razão pela qual podem ser de difícil medição experimental.

5.5 AVALIAÇÃO DO MODELO DINÂMICO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA

Considerando as mesmas condições da seção anterior em relação à trajetória e pressão das câmaras, é obtida a curva de pressão na câmara A de pilotagem da válvula distribuidora (pA_p), como é ilustrada na Figura 5.21, na condição saudável.

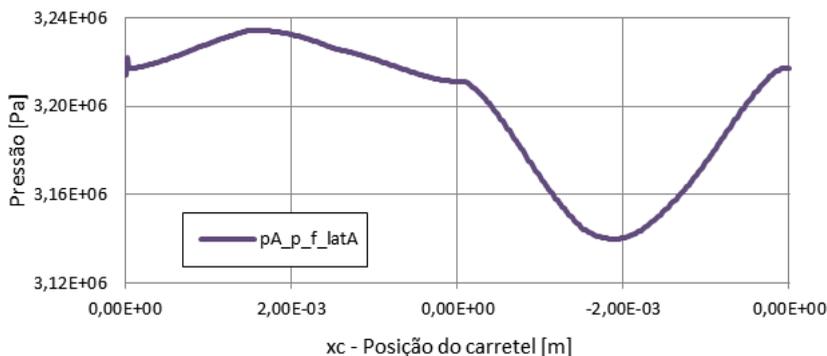


Figura 5.21 – Pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora em situação saudável.

O erro relativo porcentual para cada um dos casos de aumento de força lateral é ilustrado a continuação, na Figura 5.22.

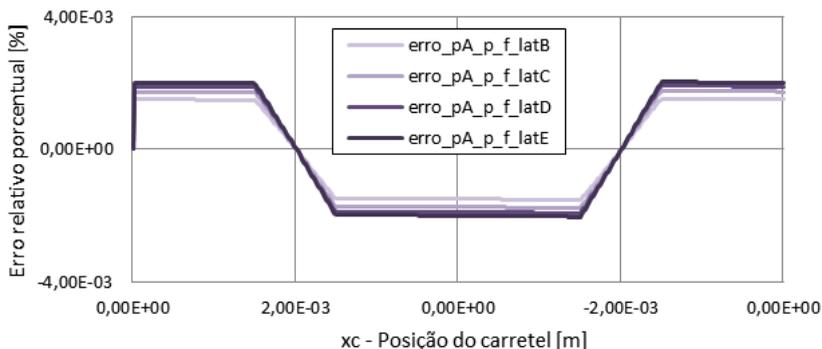


Figura 5.22 – Erro relativo porcentual da pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora para aumento de força lateral.

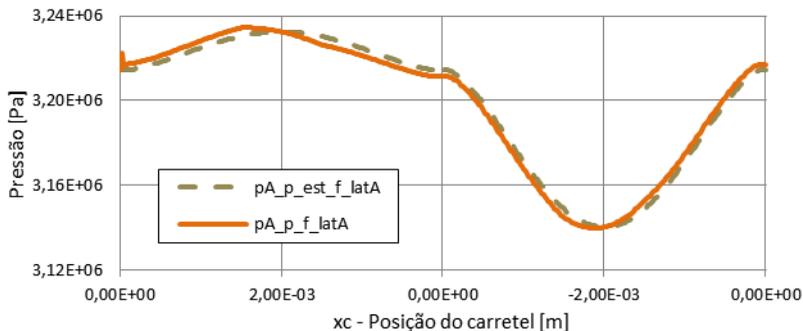
Neste caso é possível observar que um aumento gradual de força lateral gera um aumento ou diminuição na pressão de pilotagem da válvula, segundo o sentido de movimento do carretel, como consequência do aumento do atrito do carretel da válvula.

O valor do limite de erro relativo porcentual aceitável para realizar a detecção deste tipo de falha, por aumento de força lateral, também fica aberto a discussão, de forma análoga aos outros tipos de falhas considerados na seção anterior. As curvas de erros relativos apresentam de forma similar pequenos valores de erros relativos.

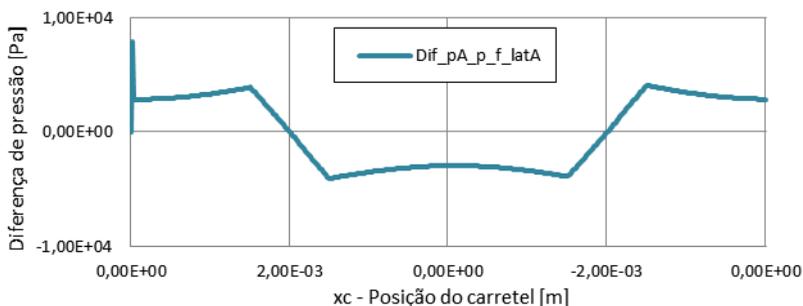
5.6 COMPARAÇÃO ENTRE O MODELO ESTÁTICO E DINÂMICO DA VÁLVULA DISTRIBUIDORA

A diferença entre o modelo estático, que tem as equações em regime permanente, e o modelo dinâmico, é que este adiciona as equações inerciais do movimento.

Considerando as mesmas condições utilizadas até agora em relação à trajetória e pressão das câmaras, é obtida a curva de pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora do modelo dinâmico (pA_p), e a curva do modelo estático ($pA_{p,est}$), ambas ilustradas na Figura 5.23 (a), na condição saudável. E a diferença entre elas na Figura 5.23(b).



(a)



(b)

Figura 5.23 – Pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora em situação saudável: (a) do modelo estático e dinâmico; (b) diferença entre elas.

Na figura anterior é possível visualizar que a diferença entre ambas as curvas está dada pela força de atrito e inerciais do movimento. Aumentando a quantidade da diferença para maior atrito e velocidade de deslocamento.

Como consequência da mínima diferença que existe entre as curvas de pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora dos modelos estático e dinâmico, para baixas velocidades de deslocamento do carretel é possível considerar o modelo estático como uma opção de um modelo mais simples para realizar a detecção de falhas nestas condições. Porém, isto somente é aplicável para os casos de falhas de arredondamento de cantos e aumento de folga radial, pois os problemas no movimento do carretel só podem ser detectados pelo modelo dinâmico.

5.7 Avaliação do modelo da válvula distribuidora em um simulador de um sistema de controle de posição de pás do distribuidor.

Gerando um deslocamento do atuador hidráulico do sistema de controle de posição do distribuidor em forma de degrau conforme a Figura 5.24, partindo da posição inicial $x_{ai} = 0.3$ m até a posição final $x_{af} = 0.35$ m.

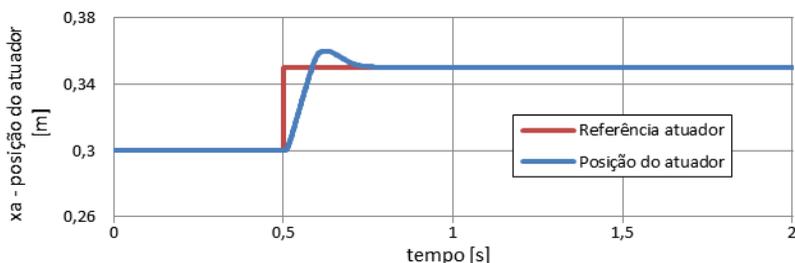


Figura 5.24 – Deslocamento do atuador segundo referência de entrada.

Obtém-se um deslocamento do carretel da válvula conforme a Figura 5.25.

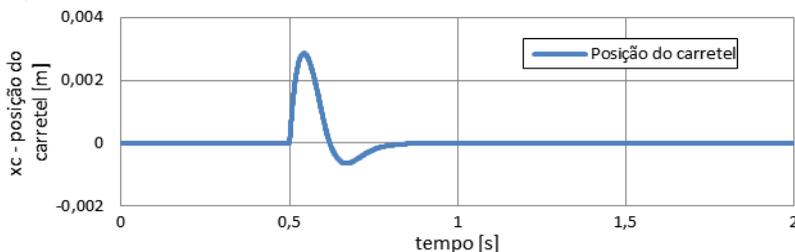


Figura 5.25 – Deslocamento do carretel da válvula distribuidora.

As pressões nas câmaras do atuador hidráulico são ilustradas na Figura 5.26.

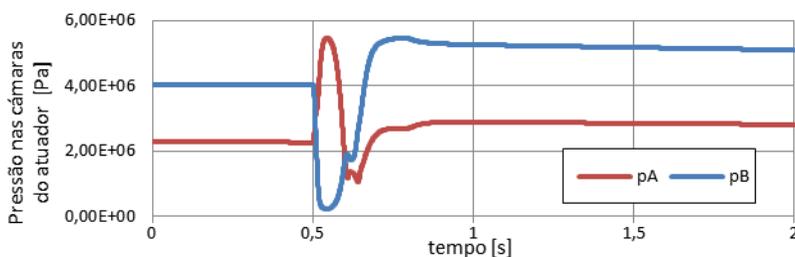


Figura 5.26 – Pressões nas câmaras do atuador hidráulico.

Realizando a simulação para os três casos de falhas considerados por separado obtêm-se os resultados que são ilustrados na Figura 5.27, na Figura 5.28 e na Figura 5.29.

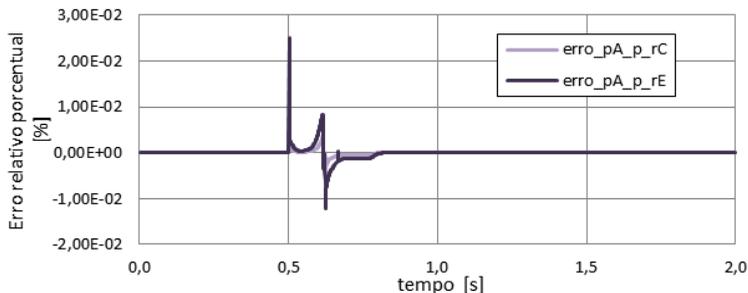


Figura 5.27 – Erro relativo porcentual da pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora para aumento de raios, do modelo de controle de posição.

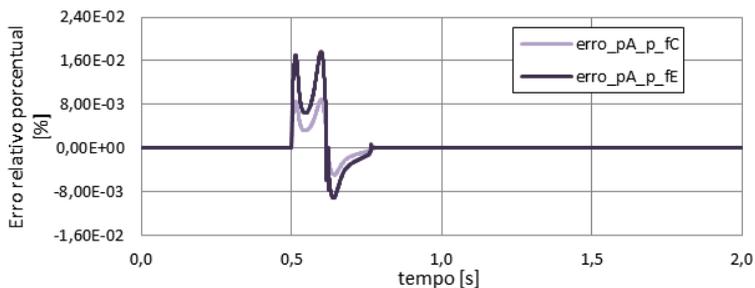


Figura 5.28 – Erro relativo porcentual da pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora para aumento de folga radial, do modelo de controle de posição.

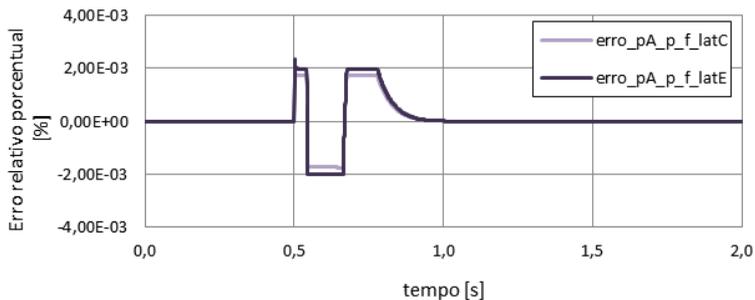


Figura 5.29 – Erro relativo porcentual da pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora para aumento de força lateral, do modelo de controle de posição.

É possível visualizar que no caso de arredondamento de cantos, a forma côncava em U da curva permanece presente, com máximos nas posições próximas a fechar e abrir o orifício, e um valor de erro relativo porcentual mínimo na posição de máxima abertura.

No caso de aumento de folga, é possível observar que se perde a forma convexa do erro relativo porcentual que era apresentado no caso de pressões constantes, mas para a posição de máxima abertura, o erro não se aproxima de valores nulos, adquirindo a forma de letra M.

Para o caso de força lateral, se visualiza que o erro relativo porcentual muda o sinal no transcurso da abertura e fechamento do orifício.

Estas três características diferenciadas que adotam as curvas de erro relativo porcentual da pressão da câmara A de pilotagem da válvula, permite estabelecer distintos sintomas associados aos diferentes tipos de falhas.

De forma análoga como foi mencionado anteriormente, o valor do limite de erro relativo porcentual aceitável para realizar a detecção das falhas para os diferentes casos, fica aberto a discussão, porque este depende do nível de sensibilidade desejado para conseguir a detecção segundo os requisitos da manutenção.

Da mesma forma, embora estejam claramente demonstradas as distintas características que existem nas curvas de erros relativos para os casos de falhas considerados, estas apresentam pequenos valores de erros relativos, razão pela qual podem ser de difícil medição experimental.

6 CONCLUSÃO.

O presente trabalho, que consiste na modelagem e simulação de um sistema de detecção de falhas em válvulas distribuidoras, foi concebido com a ideia de uma aplicação prática no futuro.

Com o aporte de referências de trabalhos anteriores desenvolvidos no próprio Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP), que contribuíram no começo, mais as consultas bibliográficas efetuadas, foi possível constituir um ponto de partida que ajudou a direcionar este trabalho.

A partir disto, adotou-se o critério que a força de acionamento do carretel da válvula poderia conter informação, que servisse para realizar a detecção de falhas. Dado que a válvula distribuidora possui um sistema de pilotagem hidráulico do carretel, as eventuais variações da força de escoamento, que sofresse o carretel por causas de falhas, seriam transformadas em variações de pressão de pilotagem.

Visto que a parcela da força de escoamento em regime permanente do carretel é a de maior relevância, foram modeladas as variáveis que determinam esta força.

A área do orifício de controle, que é formada quando o carretel se desloca para conectar a pressão de suprimento com uma das câmaras do cilindro hidráulico, é uma destas variáveis. A complexidade geométrica levou à necessidade de fazer simplificações, e modelar o orifício como se estivesse repousado sobre uma superfície plana. Foram incluídas determinadas características geométricas que pudessem representar consequências de fenômenos de falhas decorrentes de processos de desgastes, como os raios de arredondamento dos cantos dos orifícios e a folga radial. Assim também foram modeladas as outras variáveis, o coeficiente de descarga e o ângulo do jato, que determinam a força de escoamento.

Adicionando as equações do movimento do carretel foi possível obter o modelo dinâmico. Em relação ao modelo do atrito viscoso variável, foi incluída a presença de uma força lateral, decorrente da conicidade do ressalto do carretel, a qual aumenta o atrito de Coulomb.

Considerando a situação estática do carretel, as equações passam a serem as do equilíbrio em regime permanente, e é obtido o modelo estático.

Foi realizada uma modelagem computacional da válvula distribuidora utilizando um software de simulação, com uma construção dupla e em paralelo com o objetivo de representar um sistema de

detecção de falhas baseado no método de “Parity Equation” ou também conhecido como de método de espaço de comparação.

Onde um dos modelos representa a válvula em boas condições, e o segundo, perante a modificação dos valores dos parâmetros, representa a válvula em uma situação de falha.

Selecionando um conjunto de valores representativos de processos de desgaste, foi realizada a avaliação dos modelos.

Nos resultados obtidos no referente às áreas, o modelo proposto para o cálculo destas, demonstrou que, a máxima variação que sofre a área de controle dos orifícios, tanto para o caso de arredondamento de cantos quanto do caso de aumento de folga, dá-se nos valores de pequenos deslocamentos, ou seja, de áreas de valores mínimas.

Com relação ao coeficiente de descarga, o modelo deste, para a abertura dos orifícios principais da camisa, reproduz um escoamento sob as características de regime turbulento.

O ângulo do jato, e o seu cosseno, demonstraram maior grau de variação para o caso de aumento de folga radial, enquanto que no caso de aumento de raios, o ângulo e o cosseno dele, só modificaram seus valores para pequenos deslocamentos do carretel, nas posições que guardam uma ordem de grandeza semelhante com os raios de curvatura.

As variáveis da força de escoamento que sofrem variações pela modificação de raios e folga são a área e o ângulo do jato, conforme a modelagem realizada. Este fato leva a que, estas variáveis sejam as responsáveis das características que adote a curva da força de escoamento, no caso de manterem-se as pressões constantes.

No caso de arredondamento de cantos, o cosseno do ângulo do jato sofre uma variação quase nula para a maioria do deslocamento do carretel, somente para valores pequenos, enquanto que a área sofre uma variação em forma de U, com máximo nos extremos, este fato leva a que, ambas as variáveis ao se multiplicarem para determinar a força de escoamento, gerem uma variação da força que adote uma característica de concavidade em forma de U proveniente da variação da área de controle.

Porém, no caso de aumento de folga, o cosseno do ângulo sofre uma maior variação do que no caso de arredondamento de canto. Este fato leva a que as curvas da diferença de variação da força de escoamento, adotem a característica da convexidade da área de controle.

Desta forma o modelo proposto para o cálculo da força de escoamento, na condição de pressões constantes como valores de entrada, demonstra que para o arredondamento de cantos, a curva da força de escoamento sofre variação máxima para pequenos

deslocamentos, no momento de abrir e fechar o orifício de controle, adotando a forma de U. Enquanto que para o aumento da folga radial, a força de escoamento sofre uma variação máxima para o máximo deslocamento do carretel, adotando a forma de barriga convexa.

Também fica evidenciado que a queda de pressão entre os orifícios da válvula, afeta significativamente o valor da força de escoamento.

Todas estas características, logo são adotadas pelas pressões de pilotagem da válvula distribuidora, que são as saídas dos modelos estáticos e dinâmicos.

Esta particularidade permite diferenciar os dois casos de desgaste de falhas, constituindo uma fonte de informação valiosíssima, no caso de manterem-se as pressões de entrada dos modelos constantes.

Para o caso do modelo dinâmico da válvula distribuidora em um simulador de um sistema de controle de posição de pás do distribuidor, que guarda uma característica representativa de uma situação real, onde as pressões de entrada ao modelo dinâmico são variáveis, coloca em evidência a significativa influência que tem as pressões do atuador hidráulico, nas variações que apresenta a pressão de pilotagem da válvula.

Porém, no caso de arredondamento de cantos as características adotadas pela curva de erro relativo permanecem constantes, na forma côncava, como acontece no modelo dinâmico com entradas de pressões constantes.

No caso do aumento da folga, a curva de erro relativo porcentual da pressão de pilotagem modifica a concavidade em relação ao caso em pressões constantes, porém, no valor de máxima posição de abertura, esta curva não zera, marcando a diferença em relação ao caso de arredondamento.

Para o caso de força lateral, se visualiza que o erro relativo porcentual muda o sinal no transcurso da abertura e fechamento do orifício. Gerando uma característica diferenciada para lograr a detecção deste caso de falha.

Estas três características diferenciadas que adotam as curvas de erro relativo porcentual da pressão da câmara A de pilotagem da válvula distribuidora, permite estabelecer distintos sintomas associados aos diferentes tipos de falhas.

Embora estejam claramente evidenciadas as distintas características que existem nas curvas de erros relativos para os casos de falhas considerados, estas apresentam pequenos valores de erros relativos, razão pela qual podem ser de difícil medição experimental.

Fica aberta a discussão para determinar os valores limites de tolerância máxima, para os diferentes erros percentuais das diferentes curvas de pressão de pilotagem, decorrentes dos tipos de falhas considerados. Como assim também os limites dos valores do deslocamento do carretel, onde se registre os máximos erros percentuais.

Uma vez definido isto é possível construir uma estrutura de raciocínio lógico para a detecção e o diagnóstico de falhas.

Com relação a trabalhos futuros, o autor sugere as seguintes indicações de pesquisas:

- Realização da parte experimental, para avaliar se as características demonstradas pelas simulações do modelo proposto são verificáveis experimentalmente.
- Realizar um estudo de CFD do escoamento pelo orifício de controle, com a geometria complexa presente e estudar o ângulo do jato para diferentes situações.
- Adquirir o mapeamento da força de atrito estática para o conjunto carretel-pistões de pilotagem da válvula distribuidora.
- Pesquisar, modelar e/ou propor novos modelos físico-matemáticos representativos de falhas.
- Induzir experimentalmente distintas falhas e adquirir algoritmos que possam descrever os fenômenos.

REFERÊNCIAS

AES Tietê, Grupo AES BRASIL, AES Corporation. Disponível em: <<http://www.aestiete.com.br/usinas/Paginas/PassoAPasso.aspx>>.

Acesso em Maio 2013.

ANEEL, Agência Nacional de Energia Elétrica. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/arquivos/PDF/atlas_par2_cap3.pdf>. Acesso em Maio 2013.

ANEEL, Agência Nacional de Energia Elétrica. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/operacaocapacidadebrasil.asp>>. Acesso em Janeiro 2014.

BORGHI, M. **Hydraulic Locking-in Spool-type Valves: Tapered clearances analysis**. In. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part 1: Journal of Systems and Control Engineering 2001.Vol. 215. p. 157-168.

ÇENGEL, Yunus A.; CIMBALA, John M.; ROQUE, Katia Aparecida; FECCHIO, Mario Moro. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. São Paulo: McGraw-Hill, c2007. xxvi, 816 p.

DE NEGRI, Victor J. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle – parte III – sistemas hidráulicos para controle**. Apostila. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2001. 76 p.

DIETSCHE, Karl-Heinz; KLINGEBIEL, Maria. **Manual de la Técnica del Automóvil**. 4ª Ed.: Robert Bosch GmbH, Plochingen, Alemanha. Versión en Español. 2005.

DING, Steven X. **Model-based Fault Diagnosis Techniques: Design Schemes, Algorithms, and Tools**. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.

DO CARMO, Paulo Francisco. **Proposta de modelo para descrição da vazão em válvulas direcionais proporcionais, com efeito de vazamento**. Florianópolis, SC, 2003. xvi, 117 f. Dissertação (Mestrado)

- Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

EPT, S.A. **Clean Oil Program, Varnish Mitigation**. Disponível em: <<http://www.cleanoil.com/solutions/varnish-mitigation.html>>. Acesso em: 10 Dez. 2013.

FERRONATTO, Desyel. **Análise da influência de parâmetros geométricos em curvas características de válvulas de controle contínuo direcional**. Florianópolis, SC, 2011. xxx, 153 p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

FITCH, E. C. **Fluid Contamination Control**. Stillwater, OK: FES, Inc. E. C. FITCH, Technology Transfer Series. 4. (1988).

FURST, Fernando Luiz. **Sistematização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos com controle de posição**. Florianópolis, SC, 2001. xvii,132 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

GOMES, S. C. P. **Modelagem de Atritos Internos às Articulações de Robôs Manipuladores**. XIII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECANICA. CD-ROM. Belo Horizonte, MG. 1995.

GOMES, S. C. P. and ROSA, V. S. **A new approach to compensate friction in robotic actuators**. INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 2003, Taipei, Taiwan. Proceedings... [S.l]: IEEE, 2003.

GONZALEZ, Facundo Enrique. **Estudo das forças atuantes em mecanismos de regulação de ângulo de passo e desenvolvimento de um sistema emulador de cargas**. Florianópolis, 2012. 168 p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

GÖTZ, Werner. **Hidráulica. Teoria e aplicações**. 1ª Ed.: Robert Bosch GmbH, Stuttgart, Versão em língua portuguesa. 1991.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 5598. Fluid power systems and components – Vocabulary.** 2nd Edition. Geneva, Switzerland: 2008. 190 p.

ISERMANN, Rolf. **Fault-Diagnosis Systems: An Introduction from Fault Detection to Fault Tolerance.** Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.

ISERMANN, Rolf. **Model-Based Fault Detection and Diagnosis - Status and Applications -.** Institute of Automatic Control. 2004.

ISERMANN, Rolf. **Supervision, Fault-Detection and Fault-Diagnosis Methods – An introduction.** Control Eng. Practice, Vol. 5, No. 5 pp. 639-652, 1997. Elsevier Science Ltd.

ITAIPU, Página web institucional. Disponível em : <<http://www.itaipu.gov.br/energia/energia-hidraulica>>. Acesso em Maio 2013.

JOHNSON, Jack L. **Design of electrohydraulic systems for industrial motion control.** 2nd ed. [s. l.]: Parker, c1995. 369p.

KINCELER, Roberto; DE NEGRI, Victor J. **A new flow force-compensated control valve – conception and mathematical modelling.** In: Proceedings of COBEM 2001 of the 16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Vol. 13. ABCM, 2001. p 219-228.

KUNDUR, P. **Power System Stability and Control.** New York: McGraw-Hill, Inc., 1994.

LINSINGEN, Irlan von. **Fundamentos de sistemas hidráulicos.** Quarta edição revisada. Florianópolis: Editora da UFSC, 2013. 400 p. :il. – (Coleção Didática)

LITTLER, D. J. **Modern power station practice.** 3^{ra} Ed.: British Electricity International. Pergamon Press, 1996.

MACHADO, Cláudio Luís D'Elia. **Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais.** Florianópolis, SC, 2003. 86 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa

Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

MANRING, Noah D.; ZHANG, Shusen. **Pressure Transient Flow Forces for Hydraulic Spool Valves**. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. Copyright 2012 by ASME. May 2012, Vol.134. 034501-1/034501-5.

MATAIX, Claudio. **Mecânica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas**. New York, NY: Editorial Harper & Row, 1970.

MATAIX, Claudio. **Turbomáquinas Hidráulicas**. Madrid, España: Editorial ICAI, 1975.

MAZZORANA, Rafael Hilário Fonseca. **Modelagem dinâmica via fluxo de potência de reguladores de velocidade em usinas hidrelétricas**. Florianópolis, SC, 2008. xxi, 140 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica Disponível em : <<http://www.tede.ufsc.br/teses/PEMC1111-D.pdf>>.

McCLOY, D.; MARTIN, H. R. **The control of fluid power**. London: Longman Group Limited, 1973.

MERRITT, Herbert E. **Hydraulic Control Systems**. New York: John Wiley and Sons, 1967. 358 p.

MILLER, D. S. **Internal Flow Systems**. v. 5. BHRA Fluid engineering, 1978.

MUENCHHOF, Marco; BECK Mark; ISERMANN, Rolf. **Fault-tolerant actuators and drives-Structures, fault detection principles and applications**. Annual Reviews in Control 33 (2009). P136-148. Elsevier Ltd.

MURARO, Irving. **Estudo das características comportamentais de válvulas proporcionais e seus efeitos nos posicionadores eletro-hidráulicos**. xxiii, 176 p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2010.

OHTAGURO, Nobuhiro. **Did you know? Customized null cutting and optimized performance.** Moog Industrial Newsletter, Vol 1. June 2004. Disponível em:

<<http://www.moog.com/literature/ICD/moogindustrialnewsletterissue4.pdf>>. Acesso em: 10 Set. 2013.

OKUNGBOWA, Norensé. **CFD Analysis of Steady State Flow Reaction Forces in a Rim-Spool Valve.** Saskatoon, Canada, 2006. 188p. Thesis. - The College of Graduate Studies and Research in the Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan.

PINTO, Alan Kardec; XAVIER, Júlio Aquino Nascif. **Manutenção: função estratégica.** 3 ed. rev. e atual. Rio de Janeiro: Qualitymark, 2009. 361 p.

POTTER, Merle C.; WIGGERT, David C. **Mecânica dos Fluidos.** São Paulo, SP: Editora Cengage Learning, 2009.

RAMOS FILHO, José Roberto Branco. **Análise teórico-experimental de falhas em válvulas direcionais servoproporcionais.** xx, 137 p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2009.

RETZLAFF, L.; BELAN, H. C.; PACHECO, M. I.; FERRONATTO, D.; DE NEGRI, V. J.; SOARES, J. M. C. **Performance of Distributing Valves in Hydroelectric Speed Governors: Analysis of the Influence of the Internal Geometry.** In: The 8th Latin-American Congress on Electricity Generation and Transmission – CLAGTEE 2009.

RIGHETTO, Antonio Marozzi. **Hidrologia e Recursos Hídricos.** 1^a Ed. São Carlos, SP: EESC USP, 1998.

RODRIGUES, Luis Antonio Haddad; FURST, Fernando Luiz; DE NEGRI, Victor J.; SOARES, João Marcos Castro. **Análise teórico-experimental de um circuito hidráulico de controle de velocidade de turbine em central hidrelétrica.** Proceedings of COBEM 2001 of the 16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Vol. 13. ABCM, 2001. p 229-237.

SAKHANENKO, Nikita A.; RAMMOHAN, Roshan R.; LUGER, George F.; STERN, Carl R. **A New Approach to Model-Based Diagnosis Using Probabilistic Logic**. Association for the Advancement of Artificial Intelligence. Copyright 2008.

SCHREIBER, Gerhard Paul. **Usinas Hidrelétricas**. 1ª Ed. São Paulo, SP: Editora Edgard Blücher LTDA, 1978.

SOUZA, André João de. **Aplicação de multisensores no prognóstico da vida de ferramenta de corte no torneamento**. Florianópolis, SC, 2004. xvii, 211 p. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

SOUZA, Valdir Cardoso de. **Organização e gerência da manutenção: planejamento, programação e controle de manutenção**. 3. ed. São Paulo: All Print, 2009. 285 p

STRINGER, John. **Hydraulic systems analysis: an introduction**. London: Macmillan, 1982

SZPAK, Rodrigo. **Análise teórico-experimental do comportamento das pressões em posicionadores hidráulicos**. Florianópolis, SC, 2008. 143 p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

TVA, Tennessee Valley Authority. Disponível em: <<http://www.tva.gov/power/hydro.htm>>. Acesso em Maio 2013.

USACE, US Army Corps of Engineers. Disponível em: <<http://www.nwp.usace.army.mil/Missions/Hydropower.aspx>>. Acesso em Abril 2013.

VACHTSEVANOS, George J.; LEWIS, Frank; ROEMER, Michael, HESS Andrew, WU, Bqing. **Intelligent fault diagnosis and prognosis for engineering systems**. Hoboken, N.J.: Wiley, c2006. xxii, 434 p.

VENKATASUBRAMANIAN, Venkat, RENGASWAMY, Raghunathan, YIN, Kewen, KAVURI, Surya N. **A review of process fault detection and diagnosis Part I: Quantitative model-based**

methods. Computers and Chemical Engineering. n° 27, 2003. p. 293-311. Elsevier Science Ltd.

VIERSMA, T. J. **Designing Load-Compensated Fast Response Hydraulic Servos.** Control Engineering, May 1962.

WUEST, W. **Stromung durch Schlitz-und Lochblenden bei kleinen Reynolds-Zahlen.** Ingenieur Archiv, No. 22, 1954, p. 357-367.

ZHANG, Wei. **Fault Detection.** Vukovar, Croatia: In-Teh. 2010.

APÊNDICE A

CLASSIFICAÇÃO DE TURBINAS HIDRÁULICAS.

As turbinas hidráulicas podem ser classificadas segundo a trajetória que descreve a água ao atravessar o rotor. Para isto, é considerada a trajetória de uma partícula de fluido que se move a través do rotor utilizando um sistema de coordenadas ortogonal intrínseco definido pelos versores \vec{i} , \vec{j} e \vec{k} , onde em cada ponto tenha a direção do radio (\vec{i}), da tangente (\vec{j}) e da paralela ao eixo da turbina (\vec{k}). Isto fica melhor compreendido observando a Figura A.1 (MATAIX, 1975).

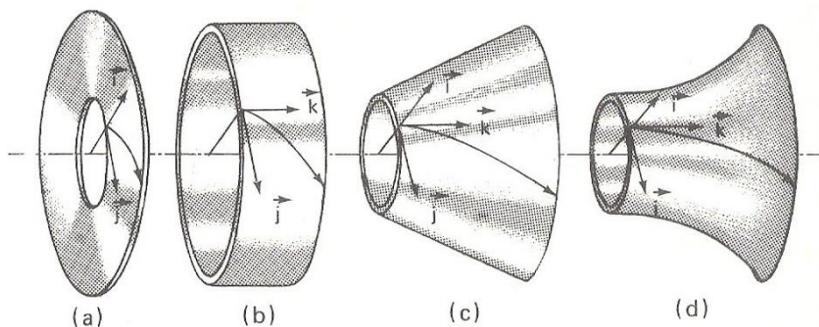


Figura A.1 – Classificação de turbinas hidráulicas segundo a trajetória do fluido: (a) turbina radial; (b) turbina axial; (c) turbina diagonal cônica e (d) turbina diagonal. (MATAIX, 1975).

Existe também outra classificação muito utilizada das turbinas hidráulicas que atualmente são encontradas em usinas hidrelétricas, estas podem ser divididas em dois grandes grupos: turbinas de ação e de reação. A turbina de ação ou impulsão requer que a energia de escoamento no líquido seja convertida em energia cinética por meio de um bocal antes de impactar o rotor; a energia está na forma de um jato de alta velocidade à pressão atmosférica. A turbina Pelton (Figura A.2) é um tipo particular de turbina a impulsão, onde o jato de água impacta em um sentido tangencial ao rotor da turbina. (POTTER, WIGGERT, 2009).

A turbina de reação utiliza as energias de escoamento por pressão e cinética do líquido; a conversão de energia é feita dentro de um espaço fechado, a pressões acima das condições atmosféricas. A

água ingressa no rotor a uma pressão superior à atmosférica e sai a uma pressão inferior à atmosférica graças a um tubo de sucção. O escoamento no ingresso está contido em uma voluta que canaliza o

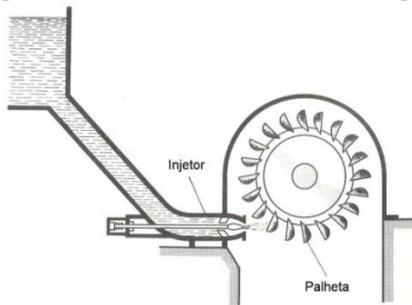


Figura A.2 – Turbina hidráulica Pelton de um jato. (adaptado de MATAIX, 1975).

líquido para o rotor. Um aletas-guias ajustáveis (também chamado de distribuidor) estão localizadas a montante do rotor, a função é controlar a componente tangencial da velocidade na entrada do rotor. O fluido deixa a saída da aleta-guia e entra no rotor com um momento angular adicionado. (POTTER, WIGGERT, 2009). As turbinas Francis e Kaplan são exemplos de turbinas a reação. No caso da turbina Francis (Figura A.3) o escoamento atravessa o rotor com componente radial e tangencial. Na turbina Kaplan (Figura A.4) o escoamento é paralelo ao eixo de rotação, ou seja, um fluxo axial.

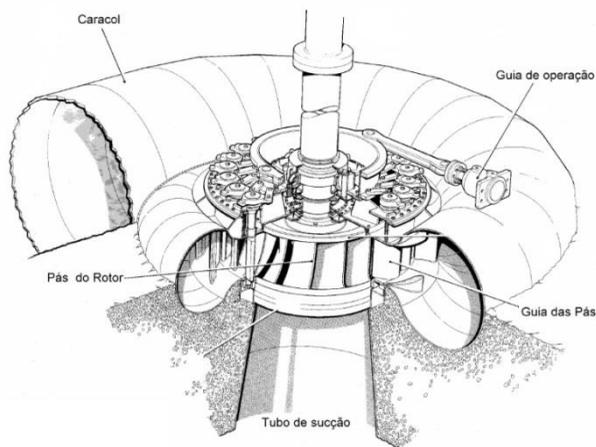


Figura A.3 – Turbina hidráulica Francis. (adaptado LITTLER, 1996).

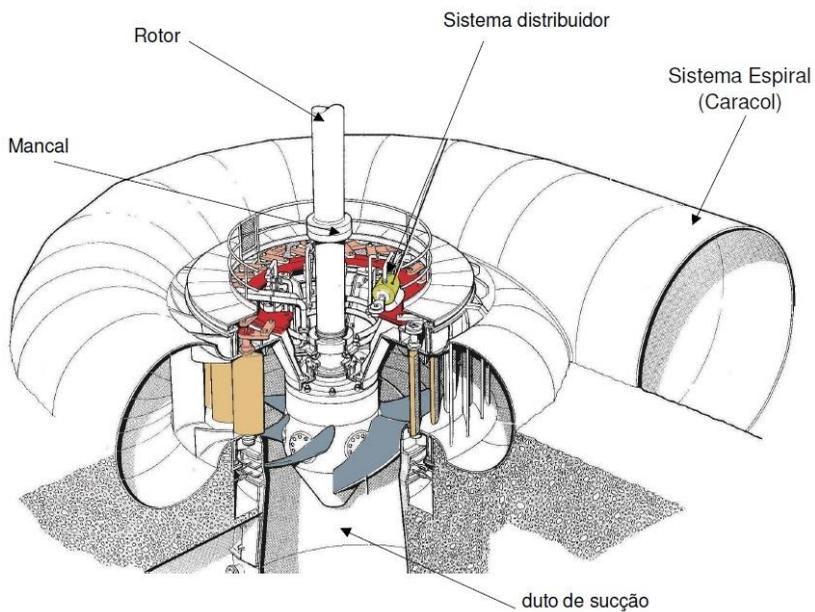


Figura A.4 – Turbina hidráulica Kaplan. (adaptado LITTLER, 1996).

APÊNDICE B

ESQUEMA DE UM REGULADOR HIDRÁULICO-MECÂNICO COM AMPLIFICAÇÃO E RETROALIMENTAÇÃO ELÁSTICO

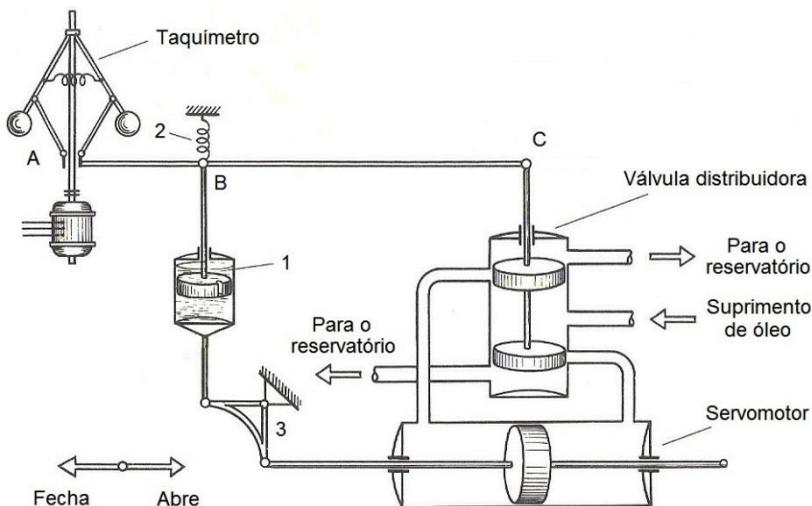


Figura B.1 – Esquema de um regulador hidráulico-mecânico com amplificação e retroalimentação elástica. (adaptado de MATAIX, 1975).

O taquímetro gira em cada instante exatamente à velocidade do gerador da turbina ou em um múltiplo (medidor proporcional). Ao diminuir a carga e aumentar com isso a velocidade da turbina, e estando o taquímetro regulado a partir de um determinado estado de equilíbrio, as bolinhas do taquímetro se separam devido à força centrífuga, o mancal do taquímetro desloca-se para cima e a alavanca ABC gira ao redor do ponto B momentaneamente fixo, devido a que por ser um movimento rápido o amortecedor (1) funciona como uma biela rígida.

Ao descer o ponto C desloca o carretel da válvula distribuidora, ingressa óleo na câmara direita do atuador que avança no sentido de fechar o distribuidor. Simultaneamente atua o mecanismo de retroalimentação, o basculante (3) rota em sentido horário e a alavanca ABC gira agora em torno o ponto A momentaneamente fixo, e o ponto B desloca-se subindo e comprimido a mola (2) e fechando a válvula distribuidora.

A mola pela compressão começa devagar deslocando o embolo do amortecedor e desce o ponto B, abrindo novamente a válvula distribuidora, e fechando um pouco mais ainda o distribuidor, conseguindo assim descer a velocidade e o mancal do taquímetro volta à posição original. No final do processo o ponto B ocupará a posição inicial devido à mola, e como a válvula distribuidora fica finalmente fechada chega-se assim a uma nova posição de equilíbrio. Se a carga aumenta-se aconteceria o mesmo processo, mas no sentido contrario.

APÊNDICE C

PARÂMETROS DO MODELO.

Os valores dos parâmetros utilizados para a simulação são detalhados a seguir.

$$\rho = 900 \text{ kg/m}^3 \text{ }^{(1)}$$

$$\beta_e = 1e9 \text{ Pa} \text{ }^{(1)}$$

$$\nu = 72.0 \text{ e-6 m}^2/\text{s} - \text{para } 25^\circ\text{C} \text{ }^{(2)}$$

$$p_s = 63e5 \text{ Pa}$$

$$p_t = 0 \text{ Pa}$$

$$c_{d_turb} = 0.7 \text{ [adm.]}$$

$$l_r = 25.2e-3 \text{ m}$$

$$l_{ac} = 0.07 \text{ m}$$

$$d_p = 25e-3 \text{ m}$$

$$m_t = 10 \text{ kg}$$

$$sv = 0.1e-3 \text{ m}$$

$$\emptyset A_M = 0.056 \text{ m}$$

$$\emptyset A_m = 0.040 \text{ m}$$

$$V_{oAp} = 0.5 \text{ e-4 m}^3$$

$$\emptyset A_A = 0.1016 \text{ m}$$

$$\emptyset A_B = 0.045 \text{ m}$$

$$l_a = 0.5 \text{ m}$$

$$V_{oA} = 0.003 \text{ m}^3$$

$$V_{oB} = 0.003 \text{ m}^3$$

$$m_a = 50 \text{ Kg}$$

$$K_v = 0.28347e-6 \text{ m}^3/\text{s.Pa}^{1/2} \text{ }^{(3)}$$

$$Un = 10 \text{ V} \text{ }^{(3)}$$

⁽¹⁾ Sugerido por Ferronato (2011).

⁽²⁾ Fluido ISO VG 32.

⁽³⁾ Válvula Atos DHZO-TE-071 L3/I

Arquivo (.m) do software Matlab-Simulink.

clear

%%PROPRIEDADES DO ÓLEO%%

ro = 900; % [kg/m³] Massa específica

ni = 72.0e-6; % [m²/s] Viscosidade cinemática para T=25°C

bheta = 1e9; % [Pa] Módulo de compressibilidade efetivo

% Pressão do óleo.

ps = 63e5; % [Pa] Pressão de suprimento

pt = 0e5; % [Pa] Pressão de retorno

%%DADOS GEOMÉTRICOS%%

%Carretel e camisa.

lr = 25.2e-3; % [m] Comprimento do ressalto do carretel

l_ace = 0.07; % [m] Comprimento de aceleração da massa contida no VC.

dp = 25e-3; % [m] Diâmetro do orifício do pórtico da camisa.

mt = 10; % [kg] Massa total, carretel + pinos pilotagem.

%Sobreposição.

sv3 = 0.1e-3; % [m] Sobreposição no orifício 3

sv4 = 0.1e-3; % [m] Sobreposição no orifício 4

sv5 = 0.1e-3; % [m] Sobreposição no orifício 5

sv6 = 0.1e-3; % [m] Sobreposição no orifício 6

%Pinos de pilotagem do carretel.

Diam_AM = 0.056; % [m] Diâmetro do maior dos pinos de pilotagem

diam_Am = 0.040; % [m] Diâmetro do menor dos pinos de pilotagem

VoA_p = 0.00005; % [m³] Volume morto da câmara A de pilotagem

%Atuador hidráulico.

Diam_AA = 0.1016; % [m] Diâmetro do embolo do atuador.

diam_AB = 0.045; % [m] Diâmetro da haste do atuador.

la = 0.5; % [m] Curso efetivo do atuador.

VoA = 0.003; % [m³] Volume morto da câmara A do atuador

VoB = 0.003; % [m³] Volume morto da câmara B do atuador

ma = 15.2; % [kg] Massa do atuador.
 Fc = 1000; % [N] Força de carga do atuador.

% Válvula Proporcional.

Kv = 0.28347e-6; % [m³/s.Pa^{1/2}] Coeficiente de vazão total na
 valvula proporcional.

Un = 10; % [V] Sinal nominal de comando para a valvula
 proporcional.

% Diâmetros internos da camisa.

dic4 = 90.01e-3; % [m] Diâmetro interno da camisa (orifício 4) Via A
 dic3 = 90.01e-3; % [m] Diâmetro interno da camisa (orifício 3) Via A
 dic5 = 90.01e-3; % [m] Diâmetro interno da camisa (orifício 5) Via B
 dic6 = 90.01e-3; % [m] Diâmetro interno da camisa (orifício 6) Via B

dic4f = 90.03e-3; % [m] Diâmetro interno da camisa desgastado
 (orifício 4) Via A
 dic3f = 90.03e-3; % [m] Diâmetro interno da camisa desgastado
 (orifício 3) Via A
 dic5f = 90.03e-3; % [m] Diâmetro interno da camisa desgastado
 (orifício 5) Via B
 dic6f = 90.03e-3; % [m] Diâmetro interno da camisa desgastado
 (orifício 6) Via B

% Diâmetros do ressalto do carretel.

dr4 = 90.0e-3; % [m] Diâmetro do ressalto (orifício 4)
 dr3 = 90.0e-3; % [m] Diâmetro do ressalto (orifício 3)
 dr5 = 90.0e-3; % [m] Diâmetro do ressalto (orifício 5)
 dr6 = 90.0e-3; % [m] Diâmetro do ressalto (orifício 6)

dr4f = 89.98e-3; % [m] Diâmetro do ressalto desgastado (orifício 4)
 dr3f = 89.98e-3; % [m] Diâmetro do ressalto desgastado (orifício 3)
 dr5f = 89.98e-3; % [m] Diâmetro do ressalto desgastado (orifício 5)
 dr6f = 89.98e-3; % [m] Diâmetro do ressalto desgastado (orifício 6)

% Folga radial.

fr4 = (dic4-dr4)/2; % Folga radial (orifício 4)

$fr3 = (dic3 - dr3)/2$; % Folga radial (orifício 3)

$fr5 = (dic5 - dr5)/2$; % Folga radial (orifício 5)

$fr6 = (dic6 - dr6)/2$; % Folga radial (orifício 6)

$fr4f = (dic4f - dr4f)/2$; % Folga radial com desgaste (orifício 4)

$fr3f = (dic3f - dr3f)/2$; % Folga radial com desgaste (orifício 3)

$fr5f = (dic5f - dr5f)/2$; % Folga radial com desgaste (orifício 5)

$fr6f = (dic6f - dr6f)/2$; % Folga radial com desgaste (orifício 6)

% Raios de arredondamentos.

$r1 = 0.005e-3$; % [m] Raio de arredondamento do orifício do pórtilo da camisa.

$r2 = 0.005e-3$; % [m] Raio de arredondamento do carretel da válvula.

$r1f = 0.06e-3$; % [m] Raio de arredondamento do orifício do pórtilo da camisa desgastado.

$r2f = 0.04e-3$; % [m] Raio de arredondamento do carretel da válvula desgastado.

% Coeficientes.

$\sigma = 0.157$; % [adm] Coeficiente de vazão laminar para canto vivo

$\sigma_{arr} = 0.2$; % [adm] Coeficiente de vazão laminar para canto arredondado

$cd_{turb} = 0.7$; % [adm] coeficiente de descarga para escoamento turbulento

% FORÇA LATERAL.

$te = 0.02e-3$; % [m] Conicidade do ressalto desgastado (orifício 3)

$C = fr3f$; % [m] Folga radial do ressalto desgastado (orifício 3)

$ex = 0.95 * C$; % [m] Excentricidade do ressalto desgastado (orifício 3)

$b = ex$;

$F_{num} = 2 * C + te$;

$F_{den} = ((2 * C + te)^2 - 4 * b^2)^{1/2}$;

$F_{par} = (F_{num} / F_{den}) - 1$;

$F_{lat} = (\pi * l_r * dr3f * te * (ps - pt) * F_{par}) / 4 * b$; % [N] Força lateral.

% PARÁMETROS DE MODELAGEM DO ATRITO DA VÁLVUA
DISTRIBUIDORA.

% Força de atrito viscoso no sentido positivo do movimento sem falha
[N]

Polyp_sem_falha_v = [3.3138e3 -0.7469e3 0.1162e2];

% Força de atrito viscoso no sentido negativo do movimento sem falha
[N]

Polyn_sem_falha_v = [-3.3402e3 -0.6895e3 -0.1148e2];

% Força de atrito viscoso no sentido positivo do movimento [N]

Polypv = Polyp_sem_falha_v;

% Força de atrito viscoso no sentido negativo do movimento [N]

Polynv = Polyn_sem_falha_v;

dxlimp_sem_falha_v = 0.002454; % Velocidade limite no sentido
positivo do movimento sem falha [m/s]

dxlimn_sem_falha_v = -0.002454; % Velocidade limite no sentido
negativo do movimento sem falha [m/s]

dxlimp_v = dxlimp_sem_falha_v; % Velocidade limite no sentido
positivo do movimento [m/s]

dxlimn_v = dxlimn_sem_falha_v; % Velocidade limite no sentido
negativo do movimento [m/s]

Fsp_sem_falha_v_dep = polyval(Polypv,dxlimp_v); % Força de atrito
estatico no sentido positivo do movimento [N]

Fsn_sem_falha_v_dep = polyval(Polynv,dxlimn_v); % Força de atrito
estatico no sentido negativo do movimento [N]

Fsp_v = Fsp_sem_falha_v_dep; % Força de atrito estatico no sentido
positivo do movimento [N]

Fsn_v = Fsn_sem_falha_v_dep; % Força de atrito estatico no sentido
negativo do movimento [N]

dxOp_sem_falha_v = dxlimp_sem_falha_v*0.95; % Velocidade de
stick no sentido positivo do movimento [m/s]

$dx0n_sem_falha_v = dxlimn_sem_falha_v * 0.95$; % Velocidade de stick no sentido negativo do movimento [m/s]

$dx0p_v = dx0p_sem_falha_v$; % Velocidade de stick no sentido positivo do movimento [m/s]

$dx0n_v = dx0n_sem_falha_v$; % Velocidade de stick no sentido negativo do movimento [m/s]

% PARÁMETROS DE MODELAGEM DO ATRITO DO CILINDRO.

% Força de atrito viscoso no sentido positivo do movimento sem falha [N]

$Polyp_sem_falha = [6.511e4 \ 1.298e3 \ 1.047e3 \ 1.498e3]$;

% Força de atrito viscoso no sentido negativo do movimento sem falha [N]

$Polyn_sem_falha = [-7.6699e4 \ -3.049e3 \ -1.542e3]$;

% Força de atrito viscoso no sentido positivo do movimento [N]

$Polyp = Polyp_sem_falha$;

% Força de atrito viscoso no sentido negativo do movimento [N]

$Polyn = Polyn_sem_falha$;

$dxlimp_sem_falha = 0.00503$; % Velocidade limite no sentido positivo do movimento sem falha [m/s]

$dxlimn_sem_falha = -0.005985$; % Velocidade limite no sentido negativo do movimento sem falha [m/s]

$dxlimp = dxlimp_sem_falha$; % Velocidade limite no sentido positivo do movimento [m/s]

$dxlimn = dxlimn_sem_falha$; % Velocidade limite no sentido negativo do movimento [m/s]

$Fsp_sem_falha_dep = polyval(Polyp, dxlimp)$; % Força de atrito estatico no sentido positivo do movimento [N]

$Fsn_sem_falha_dep = polyval(Polyn, dxlimn)$; % Força de atrito estatico no sentido negativo do movimento [N]

$F_{sp} = F_{sp_sem_falha_dep};$ % Força de atrito estatico no sentido positivo do movimento [N]
 $F_{sn} = F_{sn_sem_falha_dep};$ % Força de atrito estatico no sentido negativo do movimento [N]

$dx0p_sem_falha = dxlimp_sem_falha*0.95;$ % Velocidade de stick no sentido positivo do movimento [m/s]
 $dx0n_sem_falha = dxlimn_sem_falha*0.95;$ % Velocidade de stick no sentido negativo do movimento [m/s]

$dx0p = dx0p_sem_falha;$ % Velocidade de stick no sentido positivo do movimento [m/s]
 $dx0n = dx0n_sem_falha;$ % Velocidade de stick no sentido negativo do movimento [m/s]

% PARÁMETROS DE MODELAGEM DO ATRITO DA VÁLVUA DISTRIBUIDORA COM FALHA.

% Força de atrito viscoso no sentido positivo do movimento sem falha [N]
 $Polyp_sem_falha_v2 = [3.3138e3 -0.7469e3 0.1162e2];$

% Força de atrito viscoso no sentido negativo do movimento sem falha [N]
 $Polyn_sem_falha_v2 = [-3.3402e3 -0.6895e3 -0.1148e2];$

$term_indep_polp_v2 = 2 * 0.1 * F_lat;$
 $term_indep_poln_v2 = - 2 * 0.1 * F_lat;$

% Força de atrito viscoso no sentido positivo do movimento com falha [N]
 $Polypv2 = Polyp_sem_falha_v2 + [0 0 term_indep_polp_v2];$

% Força de atrito viscoso no sentido negativo do movimento com falha [N]
 $Polynv2 = Polyn_sem_falha_v2 + [0 0 term_indep_poln_v2];$

$dxlimp_sem_falha_v2 = 0.002454;$ % Velocidade limite no sentido positivo do movimento sem falha [m/s]
 $dxlimn_sem_falha_v2 = -0.002454;$ % Velocidade limite no sentido negativo do movimento sem falha [m/s]

$dxlimp_v2 = dxlimp_sem_falha_v2;$ % Velocidade limite no sentido positivo do movimento [m/s]
 $dxlimn_v2 = dxlimn_sem_falha_v2;$ % Velocidade limite no sentido negativo do movimento [m/s]

$Fsp_sem_falha_v2_dep = polyval(Polypv2,dxlimp_v2);$ % Força de atrito estatico no sentido positivo do movimento [N]
 $Fsn_sem_falha_v2_dep = polyval(Polynv2,dxlimn_v2);$ % Força de atrito estatico no sentido negativo do movimento [N]

$Fsp_v2 = Fsp_sem_falha_v2_dep;$ % Força de atrito estatico no sentido positivo do movimento [N]
 $Fsn_v2 = Fsn_sem_falha_v2_dep;$ % Força de atrito estatico no sentido negativo do movimento [N]

$dx0p_sem_falha_v2 = dxlimp_sem_falha_v2*0.95;$ % Velocidade de stick no sentido positivo do movimento [m/s]
 $dx0n_sem_falha_v2 = dxlimn_sem_falha_v2*0.95;$ % Velocidade de stick no sentido negativo do movimento [m/s]

$dx0p_v2 = dx0p_sem_falha_v2;$ % Velocidade de stick no sentido positivo do movimento [m/s]
 $dx0n_v2 = dx0n_sem_falha_v2;$ % Velocidade de stick no sentido negativo do movimento [m/s]

APÊNDICE D

BLOCOS DO MATLAB-SIMULINK

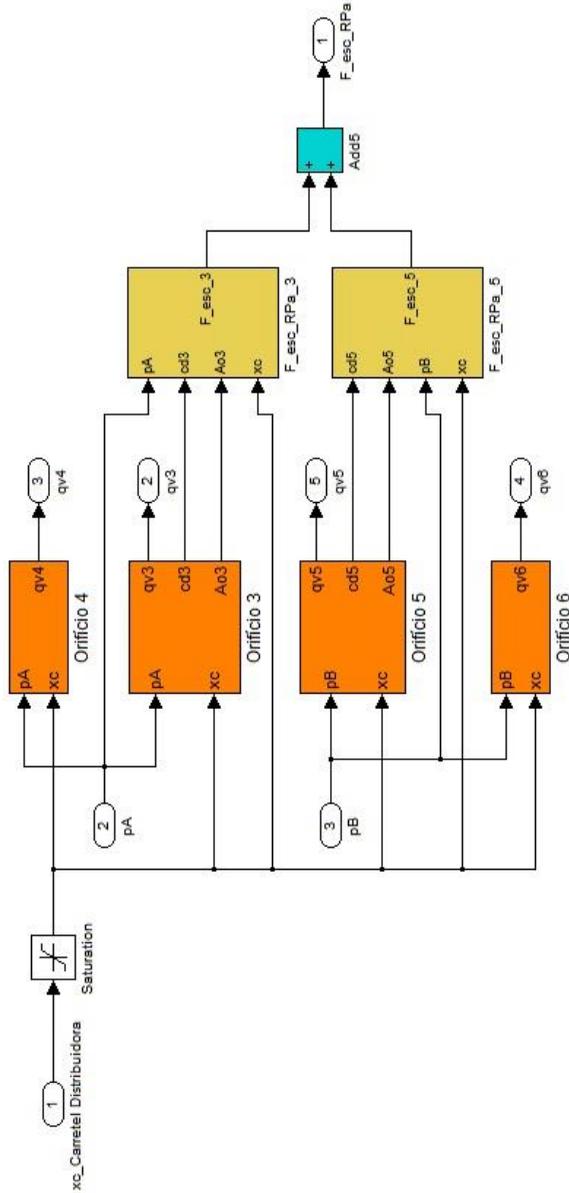


Figura D1 – Bloco da equação da vazão e força de escoamento da válvula distribuidora do modelo estático.

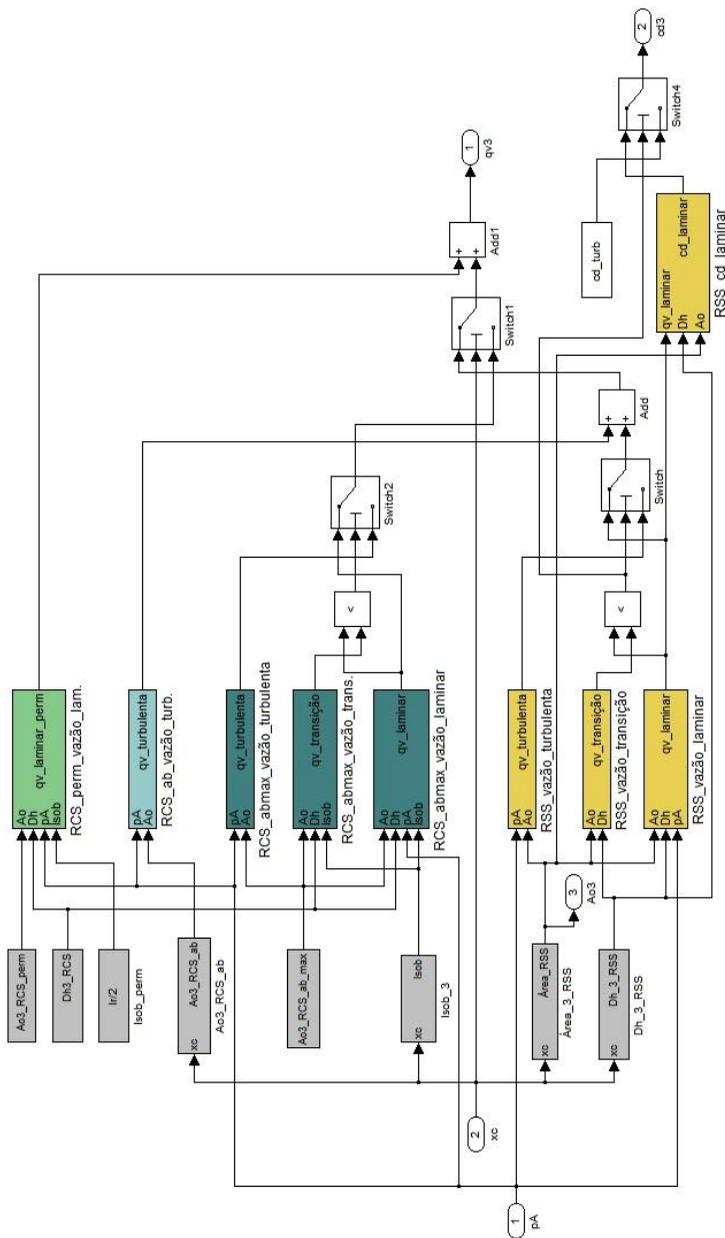


Figura D2 – Bloco do orifício 3 de controle da válvula distribuidora.

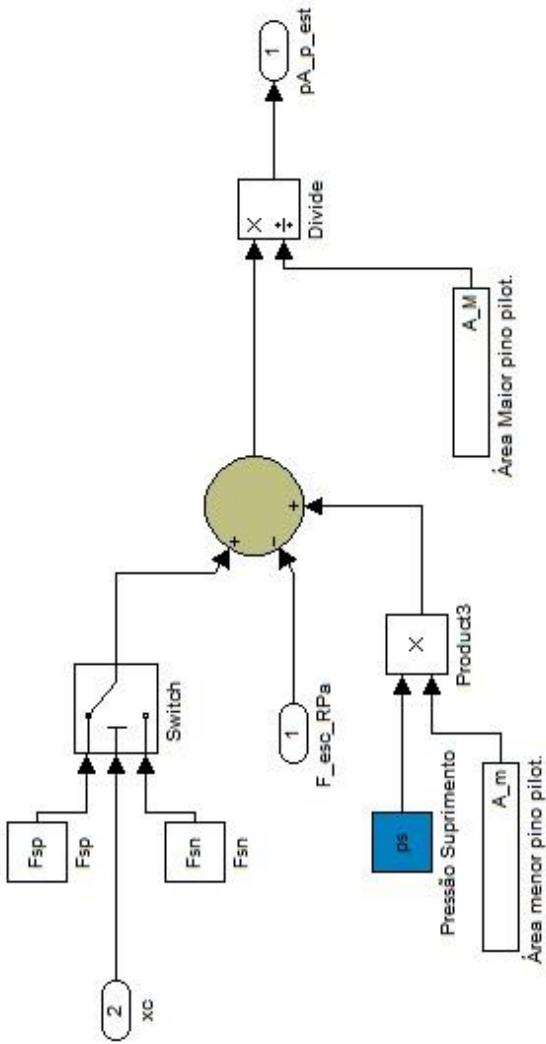


Figura D3 – Bloco da equação do equilíbrio da válvula distribuidora do modelo estático.

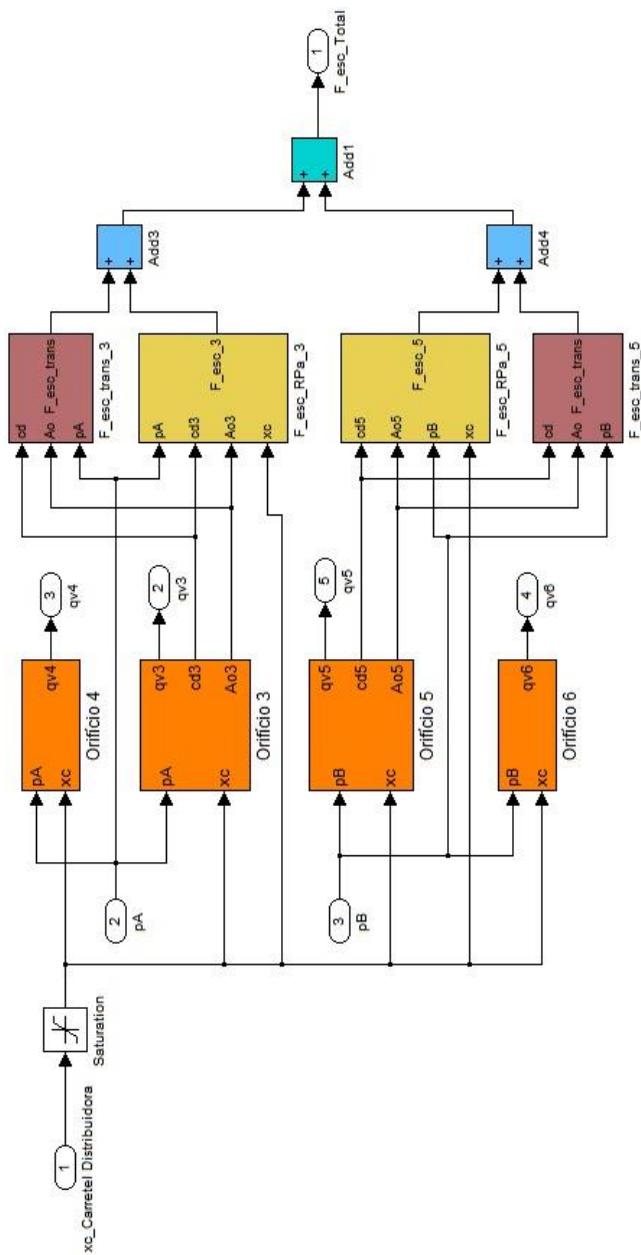


Figura D4 – Bloco da equação da vazão e força de escoamento da válvula distribuidora do modelo dinâmico.

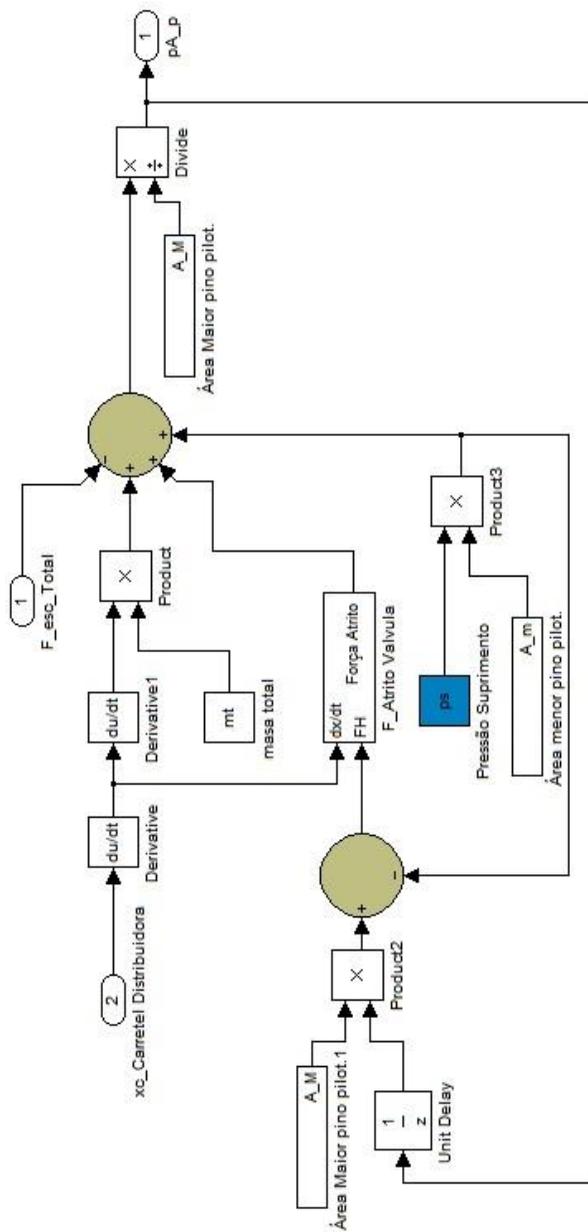


Figura D5 – Bloco da equação do movimento do carretel da válvula distribuidora.

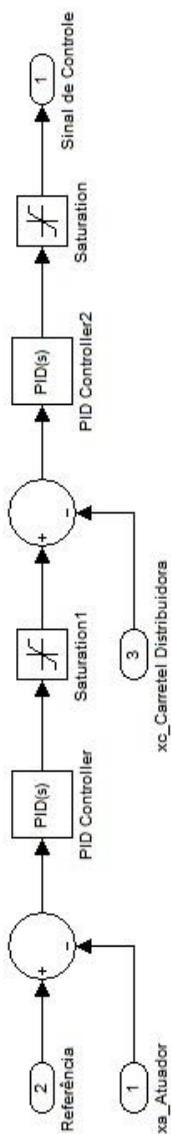


Figura D7 – Bloco do controlador do modelo de controle de posição

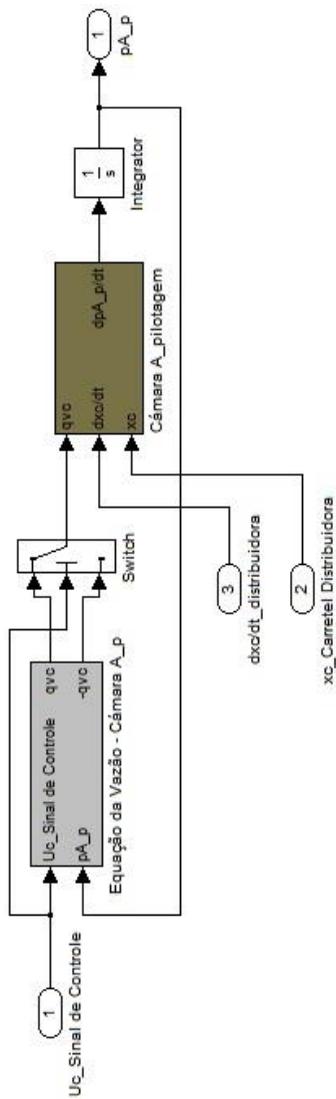


Figura D8 – Bloco da válvula proporcional do modelo de controle de posição.

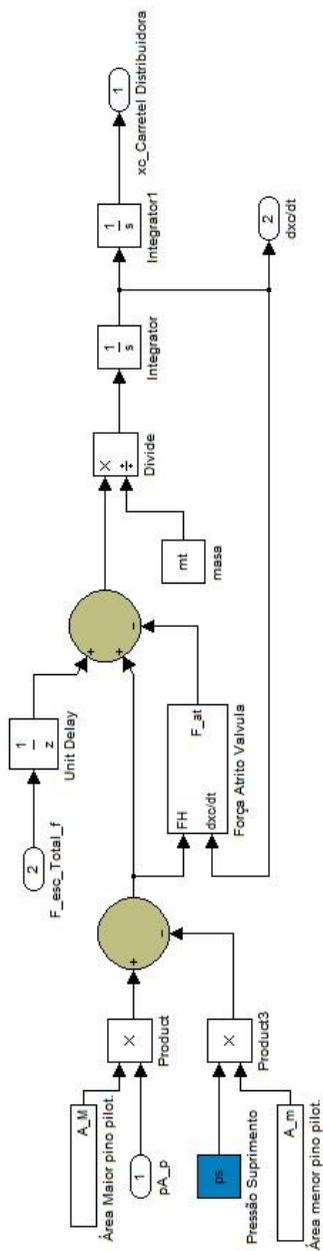


Figura D9 – Bloco da equação do movimento do carretei da válvula distribuidora do modelo de controle de posição.

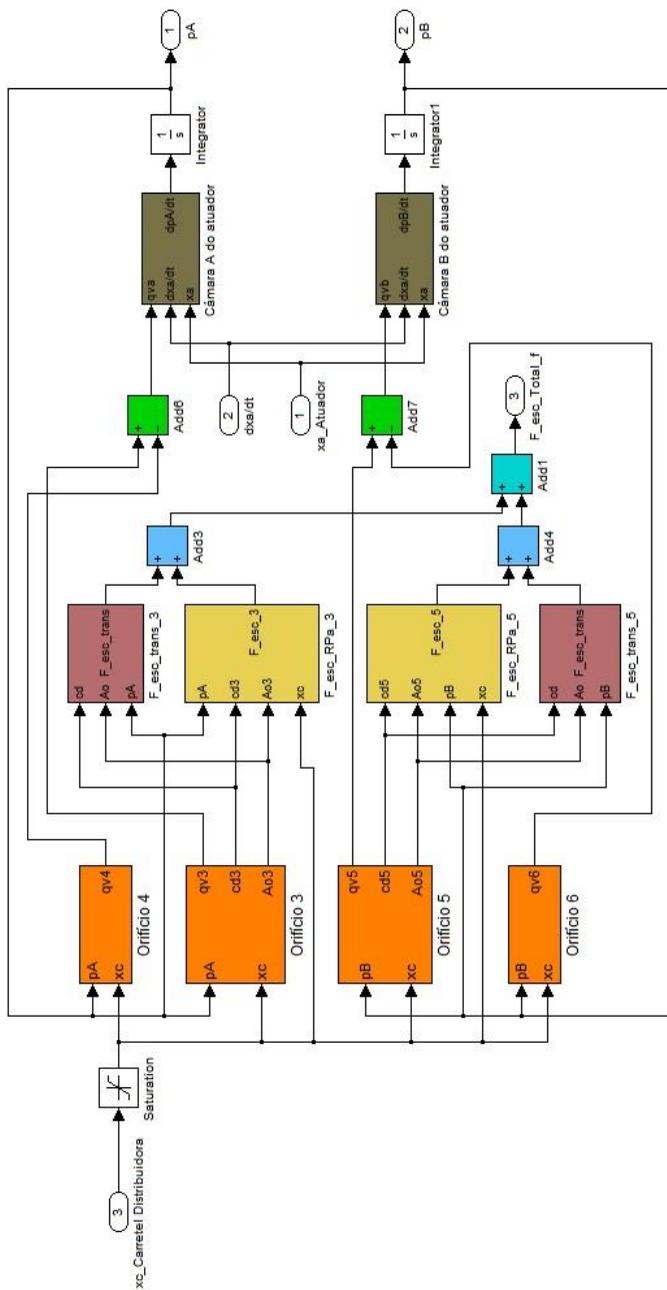


Figura D10 – Bloco da equação da vazão e força de escoamento da válvula distribuidora do modelo de controle de posição.

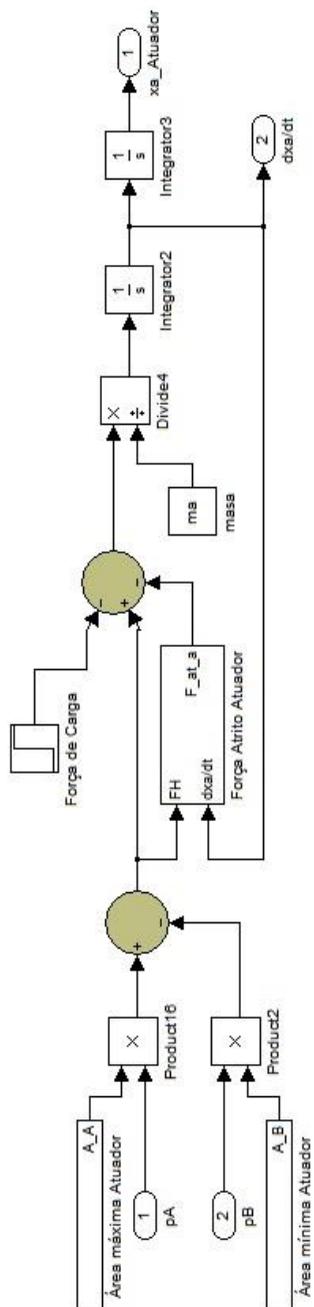


Figura D11 – Bloco da equação do movimento do atuador hidráulico.