

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ

ELOIR MIGUEL

**ANÁLISE DO FENÔMENO DA CAVITAÇÃO EM
VÁLVULA BORBOLETA USANDO A FLUIDODINÂMICA
COMPUTACIONAL**

**Taubaté – SP
2015**

ELOIR MIGUEL

**ANÁLISE DO FENÔMENO DA CAVITAÇÃO EM
VÁLVULA BORBOLETA USANDO A FLUIDODINÂMICA
COMPUTACIONAL**

Dissertação apresentada para obtenção do Certificado de Mestre pelo Programa de Mestrado do Departamento de Engenharia da Universidade de Taubaté.
Área de Concentração: Automação
Orientador: Prof. Dr. José Rui Camargo

**TAUBATÉ – SP
2015**

ELOIR MIGUEL

**ANÁLISE DO FENÔMENO DA CAVITAÇÃO EM
VÁLVULA BORBOLETA USANDO A FLUIDODINÂMICA
COMPUTACIONAL**

Dissertação apresentada para obtenção do
Certificado de Mestre pelo Programa de
Mestrado do Departamento de Engenharia
Mecânica da Universidade de Taubaté.
Área de Concentração: Automação
Orientador: Prof. Dr. José Rui Camargo

Data: _____

Resultado: _____

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. José Rui Camargo

UNITAU

Assinatura: _____

Prof. Dr. Carlos Alberto Chaves

UNITAU

Assinatura: _____

Prof. Dr. Edilson Alexandre Camargo

DCTA

Assinatura: _____

Ficha Catalográfica elaborada pelo SIBi – Sistema Integrado de Bibliotecas / UNITAU - Biblioteca de Engenharia Mecânica

M636a	<p>Miguel, Eloir Análise do Fenômeno da Cavitação em Válvula Borboleta Usando a Fluidodinâmica Computacional. / Eloir Miguel- 2015.</p> <p>85f. : il; 30 cm.</p> <p>Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica na área de Automação) – Universidade de Taubaté. Departamento de Engenharia Mecânica, 2015</p> <p>Orientador: Prof. Dr. José Rui Camargo, Departamento de Engenharia Mecânica</p> <p>1.Cavitação, 2.Válvula 3.Borboleta, 4.Fluidodinâmica Computacional. I. Título.</p>
-------	--

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, razão da nossa existência,

À minha família, Rosa e Rayla pela paciência e compreensão,

Ao professor Dr. José Rui Camargo pela confiança e incentivo no decorrer do curso e orientação desta dissertação.

Ao professor Dr. Carlos Alberto Chaves pelo incentivo no decorrer do curso e colaboração nesta dissertação.

À Universidade de Taubaté e seus Professores, que forneceram todos os recursos e conhecimentos necessários para a minha formação e para realização deste trabalho.

À Helena, pela dedicação e orientação no transcorrer do mestrado.

Aos meus colegas de mestrado, pelo companheirismo,

Aos meus companheiros de Volta Redonda, pelo compartilhamento da alegria e incentivo durante as idas e vindas à Taubaté.

DEDICATÓRIA

Ao Prof. Dr. Carlos Alberto Chaves e Dr. José Rui Camargo, pelo incentivo e dedicação no transcorrer do mestrado,

“ O que sabemos é uma gota, o que ignoramos é um oceano.”

Isaac Newton

“Sábio é aquele que conhece os limites da própria ignorância.”

Sócrates

RESUMO

O foco desta pesquisa é a análise computacional da cavitação em válvula borboleta utilizando o software comercial Ansys CFX versão 14. Dentre várias aplicações, a válvula pode ser utilizada no controle da vazão de água para lavagem de gases oriundos do processo de fabricação do aço num conversor LD. Foi estabelecido como parâmetros constantes de simulação, a pressão a montante e jusante respectivamente em 150 e 60 kPa e a temperatura de 80°C. O objetivo deste trabalho é conhecer, através da simulação computacional, os ângulos em que a cavitação torna-se crítica na válvula borboleta, mapeando as áreas de cavitação, que será validada pelo equacionamento da válvula, de acordo com a norma da ISA. Será analisado o escoamento do fluido, priorizando a variável pressão e diferencial de pressão através da válvula, variando os ângulos do obturador de 10 em 10 graus, até o ângulo de 70°. Em seguida, serão feitas novas simulações com as temperaturas de 50, 60, 70 e 90°C, haja vista que, a vaporização da água está diretamente relacionada, não somente com a pressão, mas também com a temperatura do fluido. A escolha desta válvula para estudo dá-se pelo fato de ter uma alta recuperação de pressão a jusante, levando ao colapso as bolhas de vapor, quando a pressão se eleva acima da pressão de vapor da água, resultando no fenômeno físico denominado por cavitação, alvo de análise e mapeamento desta pesquisa. O regime de escoamento do fluido newtoniano é turbulento e utilizou-se a técnica de volumes finitos idealizada por Patankar, para resolução numérica, e o software comercial CFX versão 14 da Dinâmica de Fluidos Computacional. Foi utilizada a geometria e condições de contorno operacionais de uma válvula borboleta para investigar as regiões as quais ocorrem possibilidades de desgaste e focos de cavitação.

Palavras-chave: Cavitação, Válvula Borboleta, Fluidodinâmica Computacional

ABSTRACT

The focus of this study is a computational analysis of cavitation in butterfly valve using a commercial software named Ansys CFX version 14. Among several applications, the valve may be used in controlling water flow for gas washing originating from the washing process in a steelmaking converter LD. Therefore, the constant pressure upstream and downstream respectively at 150 and 60 kPa and de 80°C , was established as constant simulation parameter. The purpose of this study is find out, using a computer simulation, which angles at the cavitation becomes critical in the butterfly valve, and mapping the areas of cavitation, which will be validated by the valve equation, according to ISA standards. Therefore, the flow of the fluid will be analyzed, prioritizing the variable and the differential constant pressure through the valve by varying the obturator's angles from 10 to 10 degrees, until it comes to a 70 angle. To achieve this purpose, new simulations will be made with temperatures of 50, 60, 70 and 90 degrees, considering that the water vaporization is directly related to not only the pressure but also the temperature of the fluid. In this study, the butterfly valve was chosen because of its high downstream pressure recovery, leading to collapse of the vapor bubbles, when the pressure is elevated above the water vapour pressure, resulting in the physical phenomenon known as cavitation, which is the target analysis and mapping of this study. The Newtonian's flow regime was found turbulent and to numerical solution was used the technique of finite volume designed by Patankar, by using commercial software CFX version 14.0 of Computational Fluid Dynamics. Was used both geometric and operational contour of a butterfly valve project to investigate in which part and conditions of a valve can occur potential wear and cavitation's spots.

Key words: Cavitation, Butterfly Valve, Computational Fluid Dynamics

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Sistema de Lavagem de Gás em Dutos da Aciaria LD	16
Figura 2	Fator de Recuperação de Alta Pressão	18
Figura 3	Válvula Borboleta	18
Figura 4	Desgaste por Cavitação	18
Figura 5	Escoamento Turbulento através de um Cilindro Circular Liso	24
Figura 6	Escoamento Turbulento ao redor de um Cilindro	24
Figura 7	Regimes de Escoamento	26
Figura 8	Desgaste por Cavitação	26
Figura 9	Pressão e Flashing	28
Figura 10	Desgaste por Cavitação	28
Figura 11	Desgaste por Flashing	29
Figura 12	Vazão e Diferencial de Pressão	30
Figura 13	Comparativo de Kc e Cavitação	34
Figura 14	Escoamento Turbulento	37
Figura 15	Velocidade Pontual em Escoamento Laminar e Turbulento	38
Figura 16	Discretização Unidimensional	46
Figura 17	Volume de Controle Elementar	48
Figura 18	Etapas de Análise do Código de CFD	50
Figura 19	Geometria Física da Válvula Borboleta	51
Figura 20	Geometria Computacional da Válvula Borboleta	51
Figura 21	Configuração da Malha	53
Figura 22 a e b	Malha Original e Refinada da Válvula Borboleta	53
Figura 23	Visão Geral da Arquitetura do Solver do Ansys CFX	55
Figura 24	Dinâmica do Solver	56
Figura 25	Convergência da Solução	57
Figura 26	Mapas e Gráficos de Pressão	62
Figura 27	Mapas e Gráficos de Pressão a 0, 10, 20 e 30°	65
Figura 28	Mapas e Gráficos de Pressão a 40, 50, 60 e 70°	69
Figura 29	Mapas e Gráficos de Pressão a 20 e 50° e a Pressões de 120 e 30 kPa	71
Figura 30	Mapas e Gráficos de Pressão a 20° e as Temperaturas de 50 a 90°C	73

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Fator de Recuperação de Pressão Máxima	31
Tabela 2	Comparação entre Diferencial de Pressão	31
Tabela 3	Modelo de Turbulência k- ϵ	43
Tabela 4	Convergência e Refinamento de Malha	52
Tabela 5	Características Físicas do Fluido	54
Tabela 6	Condições de Fronteira e Simulação	54
Tabela 7	Parâmetros de Simulação	54
Tabela 8	Monitoramento das Variáveis de Simulações pelo CFX	59
Tabela 9	Indicadores nos Ângulos de 0,10, 20 e 30°	67
Tabela 10	Indicadores nos Ângulos de 40, 50, 60 e 70°	68
Tabela 11	Indicadores no Domínio da Linha	75
Tabela 12	Indicadores no Domínio da Temperatura	75
Tabela 13	Indicadores de Incrementos nas Simulações	76
Tabela 14	Indicadores Conclusivos nas Simulações	77

LISTA DE ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CFD	Computational Fluid Dynamics
DFC	Dinâmica de Fluido Computacional
ISA	Instrumentation Systems and Automation Society
LD	Lins e Donawtz

LISTA DE SÍMBOLOS

$k - \varepsilon$	Modelo de Turbulência	Adimensional
$C_u C_\varepsilon$	Constante do Modelo	Adimensional
K_C	Índice de Cavitação	Adimensional
x, y e z	Coordenadas Cartesianas	Adimensional
Γ	Coeficiente de Difusão	Adimensional
S_ϕ	Termo de Fonte	Adimensional
VC	Volume de Controle	Adimensional
dV	Elemento de Volume Infinitesimal	Adimensional
ϕ	Propriedade Transportada Qualquer	Adimensional
w e e	Faces Leste e Oeste do Volume de Controle	Adimensional
ΔS_j	Vetor Área da Superfície	Adimensional
P_k	Produção de Energia Cinética Turbulenta por Forças Viscosas	Adimensional
v, v, w	Velocidade de Fluxo	m/s
P_1	Pressão à Montante	KPa
ΔP_c	Diferencial de Pressão Crítico	KPa
CV	Coeficiente de Vazão	m ³ /h
Gr	Densidade Relativa da Água	Kg/m ³
$\frac{\partial \rho}{\partial t}$	Derivada Temporal Parcial	S ⁻¹
τ e σ	Tensões Aparentes de Reynolds	Adimensional
P_c	Pressão Crítica	kPa
P_v	Pressão de Vapor	kPa
N_1	Constante Numérica	Adimensional
F_f	Fator de Relação de Pressão Crítica	Adimensional
Q	Vazão	m ³ /h
G_f	Gravidade Específica do Fluido	Adimensional

SUMÁRIO

RESUMO		i
ABSTRACT		ii
LISTA DE FIGURAS		iii
LISTA DE TABELAS		iv
LISTA DE ABREVIATURAS		v
LISTA DE SÍMBOLOS		vi
SUMÁRIO		vii
1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Contextualização	15
1.2	Formulação do Problema	16
1.3	Justificativa	19
1.4	Objetivo	19
1.5	Delimitação do Assunto	19
1.6	Organização da Dissertação	20
2	ESTADO DA ARTE	21
3	CAVITAÇÃO EM VÁLVULA DE CONTROLE	24
3.1	Escoamento de Fluido	24
3.2	Fundamentação da Cavitação	26
4	MODELAGEM MATEMÁTICA	32
4.1	Modelos Matemáticos de Válvula de Controle Tipo Borboleta	32
4.1.1	Modelos matemáticos para fluidos compressíveis	32
4.2	Modelo para Escoamento Laminar	34
4.2.1	Equações de Navier-Stokes	35
4.3	Modelo de Escoamento Turbulento	36
4.3.1	Tensão de Reynolds	37
4.3.2	Modelo de Turbulência k- ϵ	42
4.4	Modelo de Volume Finito	43
4.4.1	Método de Volume Finito	43
4.4.2	Equações Discretizadas	45
5	MÉTODO	49
5.1	Ferramenta Computacional Ansys CFX 14	49
5.1.1	Geometria de Contorno	50
5.1.2	Geração da Malha	51
5.1.3	Refinamento da Malha	51
5.1.4	Condições de Contorno CFX – Pré	53
5.1.5	Processamento de Simulação CFX-Solver	55
5.1.6	Resultados CFX – Post	57
5.1.7	Resultados - Figuras, Gráficos e Tabelas	59
6	RESULTADOS	60
6.1	Análises Preliminares	60
6.2	Ângulo de 0, 10, 20 e 30°	62
6.3	Ângulo de 40, 50, 60 e 70°	67
6.4	Ângulo de 20 e 50° a 120 e 30 kPa	70

6.5	Ângulo de 20° com Variação de Temperatura entre 50 a 90°C	72
7	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	74
8	CONCLUSÕES	78
	REFERÊNCIAS	79
	ANEXOS	83

1. INTRODUÇÃO

1.1. Contextualização

Há muitos séculos, o estudo do movimento dos fluidos tem sido desenvolvido, devido à mecânica no seu escoamento, especificamente os fluídos newtonianos.

À luz da história, a mecânica dos fluídos focou primeiramente no estudo do comportamento experimental dos fluídos, muito antes do que na forma matemática, surgindo a seguir, a hidráulica, que estuda o líquido em movimento através de canais e tubulações – antes da hidrodinâmica – que relaciona o movimento dos fluídos e as forças causadoras (FORTUNA, 2012).

Em qualquer equipamento onde ocorra separação ou deslocamento principal do escoamento e especificamente, neste estudo, cujo volume controlado é fracionado em pequenos volumes finitos na área de estudo da válvula, a dependência do movimento faz com que o prognóstico da redução da pressão e aumento da velocidade do fluído na vena contracta, constitua num problema, cuja solução analítica ainda não foi encontrada devido a muitos parâmetros, tais como, escoamento, geometria da válvula e propriedades do fluído. A solução experimental é de alto custo, as equações de Navier-Stokes geram problemas de fechamento, tanto que existe um prêmio de U\$ 1.000.000 oferecido em Maio de 2000 pelo Instituto de Matemática Glay para qualquer um que fizer progressos substanciais na direção de uma matemática teórica que possa ajudar a entender o fenômeno do escoamento de fluídos (FREIRE, 2002). Assim, a solução computacional tem sido uma ferramenta eficiente para os projetistas, objetivando o conhecimento científico e visualização das partes da válvula e tubulação que ocorrem uma maior incidência de núcleos de cavitação.

No Sistema de Lavagem de Gás, a válvula borboleta esta sujeita à cavitação quando a pressão a jusante recupera-se acima da pressão de vapor da água. Por ser a cavitação um processo, não apenas um fenômeno que acontece de forma isolada, uma das maiores dificuldades encontradas nos primórdios do estudo da cavitação, que retardou o seu conhecimento, foi o fato de estar relacionado a altas velocidades de escoamento. Quando as forças resultantes do impacto geradas pela cavitação, excedem as forças de coesão

interna do material da superfície em contato com o escoamento, verifica-se a ruptura do mesmo (FILHO, GENOVEZ E JÚNIOR, 2005).

Por isso, a relevância deste estudo sobre cavitação dá-se pelo fato do alto custo de válvulas com posicionadores eletropneumáticos, que interferem no controle da vazão através do disco. Este custo está relacionado com o tipo de fluido, temperatura, bitola, neste caso, o custo médio é de R\$ 30.000,00. O custo da manutenção em tais válvulas obedece a uma regra prática: Se for 50 a 60% do valor da válvula, recomenda-se a manutenção. Caso contrário, a melhor opção é a troca. Outro fator importante é a percepção da cavitação em ambientes industriais, pois o nível de ruído depende da poluição sonora em decibéis, dificulta a percepção do ruído provocado pela cavitação. Por isso, a simulação computacional, num futuro próximo será uma importante ferramenta na manutenção preditiva, visando não somente a monitoração do desgaste, mas também a melhoria da vida útil de componentes.

O impacto causado pelo fenômeno da cavitação está acima de 69 Mpa, gerando um processo de desgaste que traz prejuízos à empresa, pelo fato de não se conhecer o momento que iniciam as implosões e também devido a reposição de componentes (AMARAL, 2010).

1.2 Formulação do Problema

A válvula borboleta em estudo está inserida num sistema que controla a vazão de água para lavagem dos gases oriundos da fabricação do aço de uma aciaria LD, conforme destaque na Figura 1.

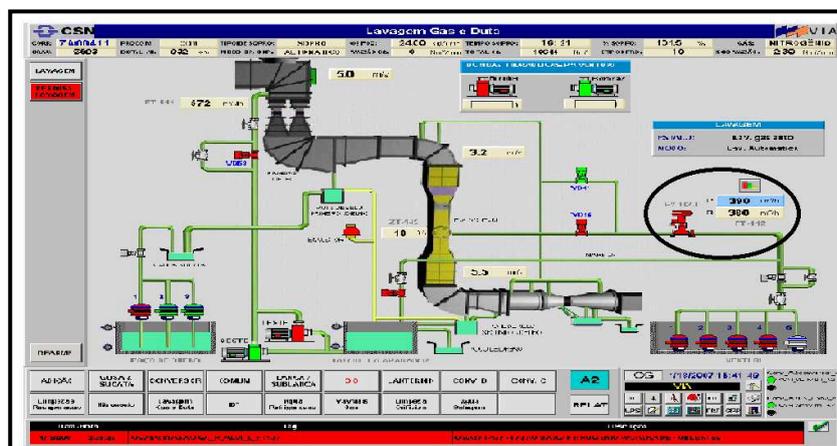


Figura 1 - Sistema de Lavagem de Gás e Duto da Aciaria LD, CSN (2003)

Com o aumento das restrições impostas pelos tratados internacionais e leis ambientais que restringem a quantidade de poluentes emitidos por indústrias, as siderúrgicas de todo o mundo tiveram que adaptar seus processos produtivos, de modo a não poluírem o meio ambiente além dos limites impostos pela legislação ambiental. Um dos grandes responsáveis pela redução da poluição, antes gerada pelos siderúrgicos, são os sistemas de despoejamento que são responsáveis pelo processo de exaustão e limpeza dos gases gerados na produção do aço, evitando que estes gases sejam lançados com excessos de partículas, em suspensão, diretamente na atmosfera.

O sistema primário é responsável por coletar os gases provenientes das reações de oxidação ocorridas no convertedor LD (Linz e Donawitz – primeiro processo de produção de aço em forno básico a oxigênio), ele é composto por uma chaminé refrigerada, responsável por conduzir os gases quentes (aproximadamente 1500°C), gerados pela injeção de oxigênio no banho (gusa + sucata ferrosa) até a torre de lavagem.

Os gases gerados no processo de produção de aço são resfriados e purificados, através da operação de resfriamento e lavagem de gás. Após a limpeza, os gases são queimados e, em seguida, lançados na atmosfera. As partículas de poeira são coletadas pela água de lavagem que, após o contato com o gás, é conduzida para a estação de tratamento para recuperação e clarificação (FREITAS, 2012).

Na torre, os gases são resfriados e “lavados” por meio de injeção de água com alta vazão na garganta saturadora e na garganta Venturi. Neste ponto, são retiradas as frações maiores e mais pesadas do pó. Após passarem pela torre, os gases seguem para um separador de gotas que tem como objetivo retirar a umidade residual presente nos gases, bem como as partículas mais finas. Até este ponto, todo o sistema está sob pressão negativa (depressão) gerada por um exaustor com uma capacidade de vazão de 160.000 m³/h. A partir daí, os gases seguem pelo rotor do exaustor e são direcionados para a chaminé de gás limpo para sua queima (devido a presença de CO) e, então, são lançados na atmosfera.

Na Figura 1, a válvula mencionada, está circulada, tipo borboleta com diâmetro de 6 polegadas, que controla a vazão gerada por quatro bombas, para o sistema secundário do processo de lavagem do duto e gás. A vazão controlada é de $390\text{m}^3/\text{hora}$, numa tubulação 6 polegadas de diâmetro que interligadas em paralelo com duas válvulas shut off (bloqueio), desviam a vazão ora para o sistema primário ou secundário de lavagem de gás. As válvulas com controle deslizante de controle, como globo e similares, possuem uma alta queda de pressão e baixa recuperação de pressão, tornando o seu FL alto. As válvulas com controle rotativo, como a borboleta, possuem uma baixa queda de pressão e uma alta recuperação de pressão, tornando o seu FL baixo, (BOJORGE, 2014), como mostra a Figura 2.

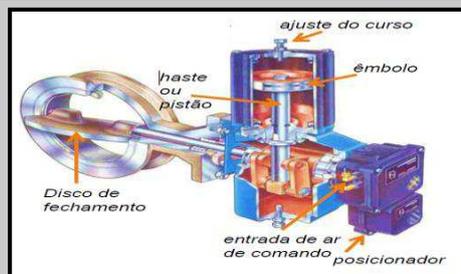
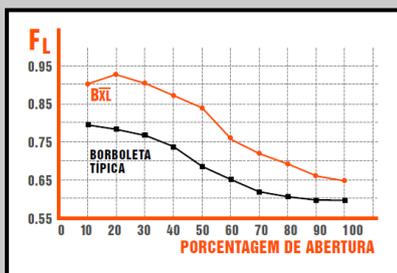


Figura 2 - Fator de Recuperação, Bray Valve (2013) Figura 3 - Válvula Borboleta, Bray Valve (2013)

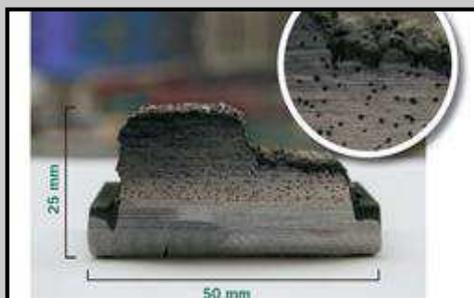


Figura 4 - Desgaste por Cavitação, Máquinas e Equipamentos (2011)

Válvula borboleta é um dispositivo cuja finalidade é controlar a velocidade de escoamento de um fluido num duto, através de um diferencial de pressão, resultando num fator de recuperação baixo, mas alta recuperação de pressão, conforme a figura 2 e 3. O desgaste (figura 4), resultante nas variações angulares é o objetivo deste trabalho, através de uma simulação computacional.

Os resultados da análise computacional do comportamento da válvula, com as variáveis de entrada e saída do sistema, indicarão os ângulos críticos da válvula em que há mais incidência de cavitação.

1.3. Justificativa

Este trabalho foi motivado pela necessidade de se prover indicadores operacionais para a empresa que utiliza válvula borboleta, a fim de monitorar a incidência do desgaste por cavitação nas diversas variações angulares, dessa forma, minimizando os problemas de manutenção.

1.4. Objetivo

O objetivo deste trabalho é estudar o escoamento totalmente desenvolvido da água através da variação angular de uma válvula tipo borboleta visando a identificação do ângulo crítico e o mapeamento da incidência da cavitação na tubulação e estrutura da válvula.

Para atingir o objetivo proposto, desenvolveu-se uma metodologia matemática e numérica para o estudo do escoamento turbulento, monofásico, isotérmico e incompressível, utilizando a Dinâmica de Fluidos Computacionais. O escoamento é modelado utilizando as equações de Navier-Stokes. As equações de conservação foram discretizadas utilizando o método dos Volumes Finitos idealizado por Patankar, e o sistema de equações algébricas resultante foi resolvido com o programa comercial ANSYS-CFX versão 14.

1.5. Delimitação do Assunto

A ênfase deste estudo é de caráter computacional, levando-se em consideração sua aplicabilidade em situações industriais que envolvam controle de fluxo com válvula borboleta. Não foi realizado um estudo experimental do fenômeno, dessa forma, a validação foi feita através do equacionamento da Norma ISA.

1.6. Organização da Dissertação

A presente pesquisa seguiu uma estruturação de desenvolvimento apresentada em 6 capítulos.

No capítulo 1, Introdução, trata-se das apresentações e definições introdutórias do tema, tratando o objetivo, a contextualização, o problema em si e sua consequência na indústria, bem como os aspectos motivacionais e delimitadores da pesquisa.

No capítulo 2, a revisão de literatura apresenta as fontes e conclusões obtidas em pesquisas relacionadas com o assunto abordado.

No capítulo 3, trata do fenômeno físico da cavitação em válvulas de controle, detalhando de forma gráfica, textual e processual o assunto escoamento de água através de uma válvula borboleta.

No capítulo 4, o modelamento está dividido em quatro partes, envolvendo equações de dimensionamento de válvulas de controle para comprovar o efeito da cavitação ou flashing, As equações de Navier–Stokes que serão utilizadas para a modelagem do escoamento turbulento e a equação que tratará da turbulência do fluido.

No capítulo 5, materiais e métodos, relaciona-se a descrição do método de simulação numérica aplicada no desenvolvimento da pesquisa, com apresentação do Ansys CFX 14 e suas vertentes operacionais, tratando de forma específica a condição operacional para escoamento da água, destacando a parametrização da ferramenta, sua estruturação que compreende a criação do modelo, fluxo do processo, características físicas do fluido, geração da malha, resultados e pós-análise, gerando assim a estruturação abrangente da simulação.

No capítulo 6 e 7, a análise dos resultados, conclusões e sugestões relacionam-se as colocações necessárias que pontuaram as propostas estudadas.

2. ESTADO DA ARTE

Vários estudos foram realizados sobre cavitação em válvulas de controle de alta vazão em sistemas hidráulicos de barragem. Tal fenômeno físico acontecerá, dependendo da especificação da válvula de controle. Daí a importância da simulação computacional visando conhecer a geometria, condições críticas e de contorno da válvula que controlará o escoamento através de uma tubulação.

Moura (2010) estudou a cavitação em válvulas tipo globo, usando as técnicas da DFC (Dinâmica de Fluídos Computacionais), fazendo uso do Software Comercial CFX. Em seu estudo, concluiu que o fenômeno da cavitação pode ser minimizado se a diferença de pressão entre a montante e jusante da válvula, for menor ou igual à pressão crítica para o início da cavitação. Para tanto, manipulou os seguintes itens: Redução da variação de pressão, redução da temperatura do fluido, modificação na geometria do obturador e ao longo do caminho do fluido. Os resultados obtidos através do software ANSYS-CFX mostraram-se adequados com o problema físico proposto ao estudo, onde as condições de contorno propostas se adequaram ao modelo. Em relação à aferição da modelagem computacional, uma primeira comparação com os resultados da literatura mostrou a coerência entre as simulações realizadas.

Ao estudar de forma experimental a cavitação, Araújo (1997), em seu artigo sobre Previsão de Cavitação na Regulagem de Vazão em Válvula Borboleta, concluiu que, a alternativa válvula borboleta em suas modalidades comercialmente disponíveis pelos vários fabricantes nacionais consultados, se revelou potencialmente causadores dos efeitos da cavitação na instalação considerada.

Fabricantes atestam que a válvula borboleta absorve pouca queda de pressão e apresenta uma alta recuperação de pressão (Tendência a Cavitação). Ou seja, a válvula desenvolve altas velocidades de escoamento na “vena contracta” e conseqüentemente, grande capacidade de vazão (BOJORGE, 2014).

Mathias (2008) afirma que a Válvula Borboleta é utilizada principalmente para o controle ou bloqueio de grandes taxas de fluxo de gases ou líquidos em

baixas pressões, porque o controle do fluxo através dos internos da válvula produz altas velocidades de escoamento no fluido, que são maiores na região entre o obturador e o anel sede do que na parede do corpo da válvula. Erosão, cavitação e flashing podem ser causadas pela alta velocidade provocada pelo diferencial de pressão.

Os escoamentos turbulentos estão presentes em nossas experiências cotidianas, e que a sua observação natural revela a notável complexidade de suas estruturas. Ao escoarem, os fluídos encerram um equilíbrio muito sensível que se rompe facilmente, resultando em um comportamento imprevisível e de difícil modelação.

Segundo Amaral (2010), os avanços recentes na computação de alto desempenho, junto com gráficos poderosos e a manipulação 3-D interativa dos modelos, torna o processo de criar um modelo de CFD e análise dos seus resultados, muito menos laboriosa, reduzindo o tempo e conseqüentemente o custo. Os solvers avançados contêm algoritmos que permitem a solução robusta do campo do escoamento em um tempo razoável. Devido a estes fatores, a fluidodinâmica computacional é hoje uma ferramenta de projeto industrial estabelecida, ajudando a reduzir escalas de tempo do projeto e melhorar processos de engenharia. A CFD fornece uma alternativa eficaz e exata para modelo em escalas de teste, com variações na simulação a qual está sendo executada rapidamente.

Lombardi (2006), ao estudar o escoamento de forma experimental e computacional através de uma válvula com diafragma poroso, concluiu que os resultados apresentados pelo CFX, que é um código 3-D, mostraram ser mais confiáveis e próximos da realidade, principalmente levando-se em conta que ele dá uma visão em três dimensões do fenômeno estudado, além de considerar as perdas de carga devidas às forças viscosas.

Segundo Damian (2007), a Dinâmica de Fluidos Computacionais - DFC tem vastas aplicações, principalmente quando trata de fluídos em processo de escoamento. Permite reproduzir detalhes locais do escoamento em equipamentos de forma tridimensional e transiente. Atualmente é definitivamente uma técnica barata, eficiente e altamente indispensável para a pesquisa, desenvolvimento e projeto de engenharia.

A simulação computacional tem o seu valor ao ser avalizada pela Associação Brasileira de Normas Técnicas, (ABNT NBR 15827:2007, que no Capítulo 6, item 6.2.8) estabelece que:“....A análise fluidodinâmica pode ser realizada através de simulação computacional (CFD) ou através de comprovação experimental, onde essa última pode ser realizada durante os ensaios de qualificação com protótipo (LIMA E WEIS, 2010).

Basicamente, o usuário da DFC está interessado em obter as distribuições de velocidades, pressões e temperaturas na região do escoamento. Com estes dados, o engenheiro pode aperfeiçoar o projeto, reduzindo os custos operacionais e melhorando o desempenho do item desenhado (FORTUNA, 2012).

3. CAVITAÇÃO EM VÁLVULAS DE CONTROLE

3.1. Escoamento de Fluidos

Os dois aspectos da mecânica dos fluidos mais difíceis de tratar são: (1) a natureza viscosa dos fluidos e (2) sua compressibilidade que segundo o paradoxo de D’Alambert, nenhum corpo experimenta arrasto quando se movimenta em um fluido sem atrito. As Figuras 5 e 6 ilustram situações de escoamento turbulento. Pode-se estimar se as forças viscosas são ou não são desprezíveis em comparação com as forças de pressão pelo simples cálculo do Número de Reynolds (Re):

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (1)$$

Onde:

Re : Número de Reynolds;

ρ : Densidade do fluido (kg/m^3);

v : Velocidade de fluxo (m/s);

d : Diâmetro interno do tubo (m);

μ : Viscosidade dinâmica do fluido (Pa.s);

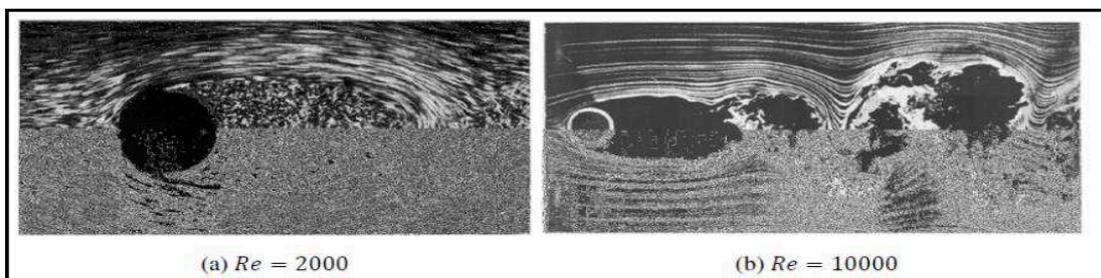


Figura 5 - Escoamento turbulento através de um cilindro circular liso, Dyke (1988)

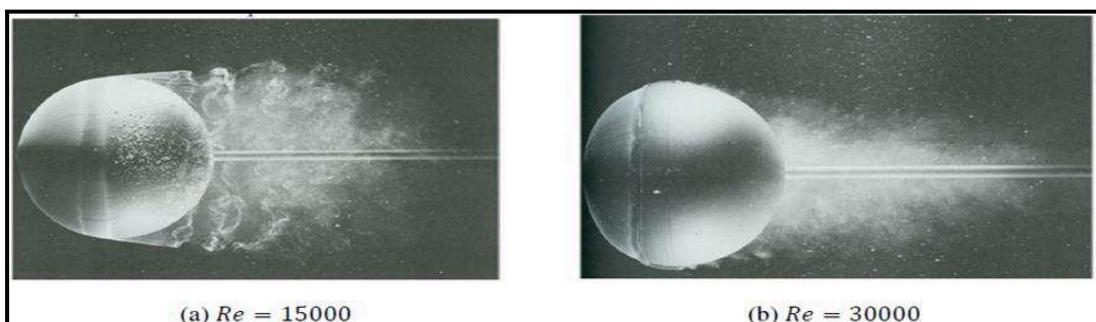


Figura 6 - Escoamento turbulento ao redor de um cilindro, Dyke (1988)

Se o número de Reynolds for alto, os efeitos viscosos serão desprezíveis pelo menos na maior parte do escoamento; se o número de Reynolds for baixo, os efeitos viscosos serão dominantes. Finalmente, se o número de Reynolds não for nem alto e nem baixo, nenhuma conclusão geral poderá ser tirada.

Número de Reynolds é a razão entre as forças de inércia e viscosa de um fluido. É provavelmente o parâmetro mais importante em estudos envolvendo a dinâmica de fluidos. No sentido de averiguar se o escoamento ou fluxo de um dado gás, água ou qualquer outro fluido é laminar ou turbulento, o cálculo do número de Reynolds (Re) é sempre necessário. No caso das forças de inércia forem robustas, para um $Re \geq 2500$, é esperado um escoamento turbulento. Se, por outro lado, as forças viscosas forem mais ou menos comparáveis com as de inércia e $Re \leq 2500$ o escoamento ou fluxo ser caracterizado como laminar (JARDIM, 2009).

Escoamentos com “alto” número de Reynolds são, em geral, turbulentos. Aqueles em que as forças de inércia são “baixas” em comparação com as forças viscosas são tipicamente escoamentos laminares.

Exemplificando, ao abrir uma torneira sem dispositivo de aeração ou outra derivação para uma pequena vazão, a água escoará suavemente para fora em camadas uniformes de velocidade. Ao aumentar a vazão, a água sairá de forma agitada e caótica. Estes são exemplos de como um escoamento viscoso pode ser laminar ou turbulento, respectivamente.

Escoamento laminar é aquele no qual as partículas fluídas movem-se em camadas lisas ou lâminas; um escoamento turbulento é aquele no qual as partículas fluídas rapidamente se misturam, enquanto se movimentam ao longo do escoamento, devido a flutuações aleatórias no campo tridimensional de velocidades, conforme Figura 7. Na observação dos líquidos em movimento, distinguem-se três tipos de escoamento de grande importância: No regime laminar, as trajetórias das partículas em movimento são bem definidas e não se cruzam. Entre o regime laminar e turbulento, o número de Reynolds diminui devido a fatores da geometria no escoamento, caracterizando o regime de transição, já o regime turbulento, caracteriza-se pelo movimento desordenado das partículas.

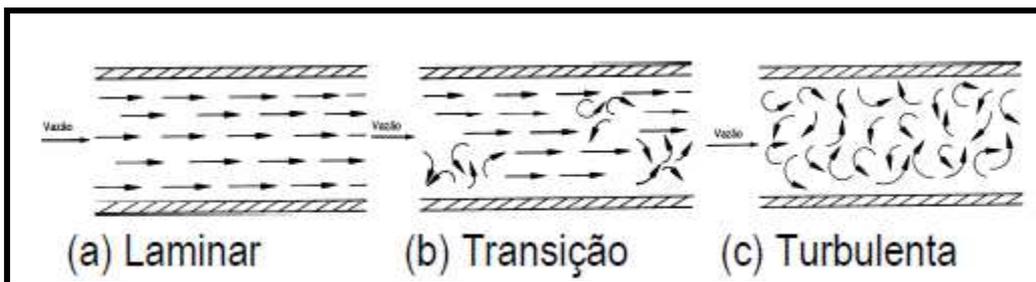


Figura 7 - Regimes de Escoamento, Ribeiro (1999)

3.2 Fundamentação da Cavitação

De acordo com o Teorema de Bernoulli, quando o fluido é acelerado ao passar através da “vena contracta” a energia cinética é obtida na transformação da pressão estática em dinâmica, resultando numa pressão diferencial, já que a perda da pressão estática não é recuperável. Assim, a velocidade alcança o seu valor máximo e a pressão estática o seu valor mínimo quando passa pela “vena contracta”.

Se em função das condições de processo, a pressão à jusante P_2 diminuir gradualmente e mantendo-se fixa a pressão à montante P_1 , altera-se o gradiente de recuperação da pressão (Figura 8) de tal forma que a relação entre a pressão na “vena contracta” (P_{vc}) e o ΔP do sistema mantenha-se constante.

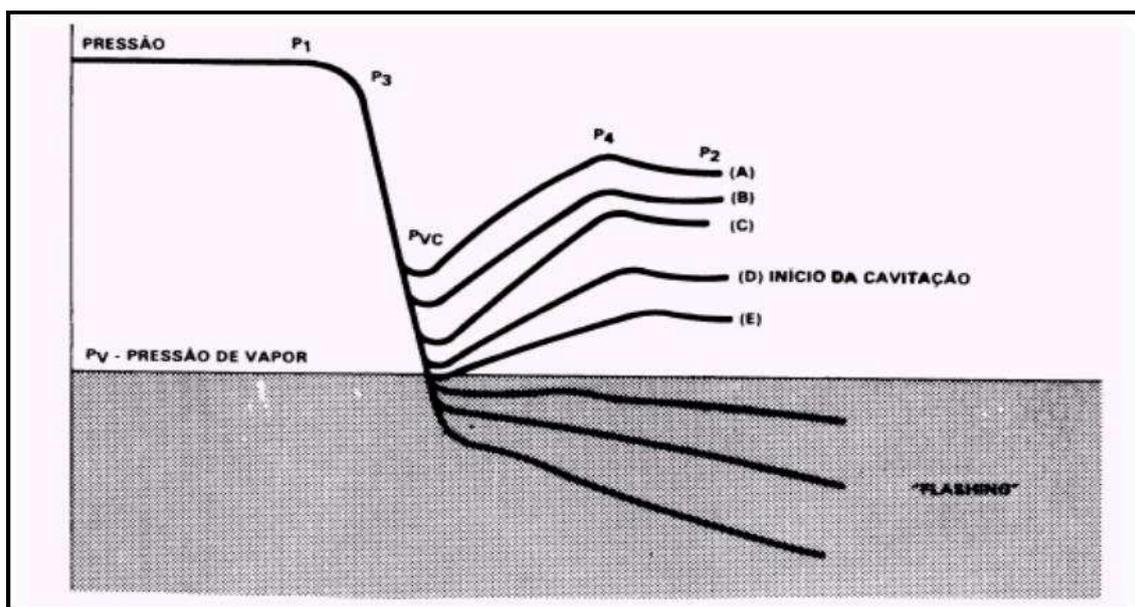


Figura 8 – Diagrama do gradiente de pressões de um líquido através de uma válvula, mantendo-se a pressão de entrada fixa e diminuindo a pressão de saída, Cardoso (1999)

Teoricamente, a vaporização do líquido ou a formação das bolhas de vapor, começa quando a pressão na “vena contracta” (P_{vc}) alcança a pressão de vaporização (P_v) do líquido. Mas na realidade, a vaporização começa antes da P_v como verificamos na curva D, em virtude de termos gases dissolvidos no líquido. Este ponto denomina-se de cavitação incipiente. Assim, o aumento da vazão não é mais proporcional ao aumento da queda de pressão ΔP através da válvula (Δ_a e Δ_c). Portanto, quando a P_{vc} atingir a P_v , inicia-se o processo de cavitação. Aumentos adicionais da queda de pressão na válvula, apenas vão contribuir para a formação de maiores bolhas de vapor. Neste ponto diz-se que a vazão está bloqueada (choked flow) (RIBEIRO,1999).

Analisando a Figura 8, após a passagem do fluído pela “vena contracta” , em função da recuperação de pressão na parte referente à saída da válvula ($P_4 - P_{vc}$), a pressão recuperada se iguala com a pressão contida no interior das bolhas de vapor, e estas implodirão liberando enormes tensões que são responsáveis pelos efeitos de destruição na válvula e na tubulação à jusante, além de produzir ruído e vibração. Para ter ideia desse processo, em geral, este ciclo é repetido numa frequência que pode atingir a ordem de 25.000 bolhas por segundo e que a pressão provavelmente transmitida às superfícies metálicas adjacentes ao centro de colapso das bolhas pode atingir 1000 atm.

Após a passagem do fluído pela “vena contracta” das válvulas de controle, as bolhas de vapor podem assumir duas condições: 1) Permanecerem no fluxo sem implosão, caracterizando o flashing. 2) Serem implodidas pela pressão liberando micro jato com ondas de pressão contra as partes da válvula e tubulação, conforme mostra a Figura 9.

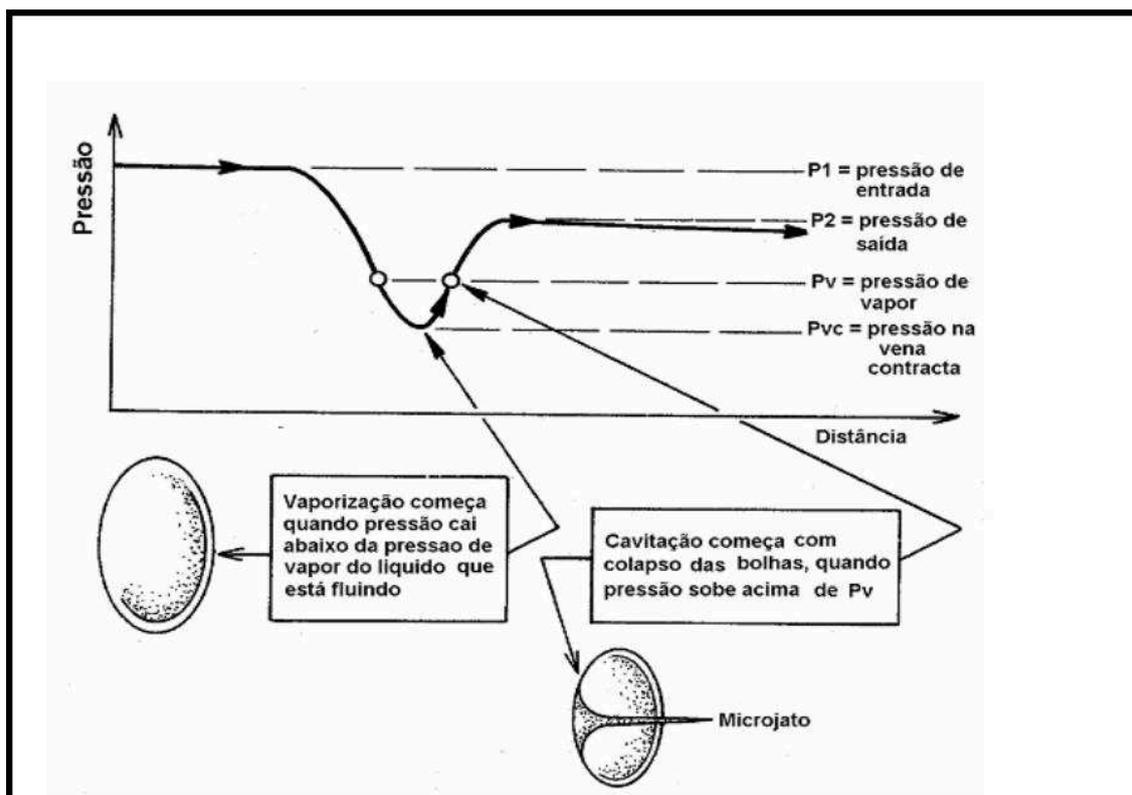


Figura 9 – Pressão e cavitação, Moura (2010)

A aparência do desgaste da cavitação é parecida com o pitting (escavando), exceto que as áreas de pitting são pouco espaçadas e a superfície fica muito mais rugosa, conforme Figura 8.



Figura 10: Desgaste por Cavitação, DHM(2014)

O desgaste provocado pela cavitação é atribuído tanto à corrosão como a erosão. À medida que a pressão P_2 vai abaixando, vai alterando o gradiente da recuperação da pressão, conforme pode-se notar na Figura 10. A partir de um determinado ponto, onde $P_2 < P_v$, deixa de existir o fenômeno da cavitação

como um todo, permanecendo apenas o efeito do primeiro estágio dela, ou seja, a formação de vapor e o escoamento à jusante da válvula é denominado comumente por “flashing”, onde existirá uma mistura de fases, isto é, líquido-vapor, que constitui-se numa das partes menos pesquisadas na área do dimensionamento de válvulas de controle.

A recuperação de pressão de uma válvula está diretamente relacionada com a trajetória do fluido no seu interior. Válvulas com hastes rotatórias como esfera e borboleta, possuem um alto fator de recuperação da alta pressão e com hastes deslizantes, baixo fator de recuperação. Se a recuperação da pressão experimentada pelo líquido é suficiente para elevar a pressão na tubulação acima da pressão de vapor do líquido, então as bolhas de vapor entrarão em colapso e implodirão. Esta implosão é chamada de cavitação. Caso a pressão à jusante não consiga recupera-se acima da pressão de vapor (P_v), o fluido permanecerá no estado vaporoso, ou seja com bolhas de vapor que não foram implodidas pela pressão do fluido.

A corrosão provocada pelo flashing tem outra aparência, o obturador de uma válvula fica totalmente polido com rasgo ou sulco provocado por erosão aerodinâmica e sua deformação plástica é superior à provocada pela cavitação. Apesar dos danos provocados pelo flashing (brilho, espelhamento) serem relativamente menores do que pela cavitação, este é também muito mais difícil de ser evitado, conforme Figura 11.

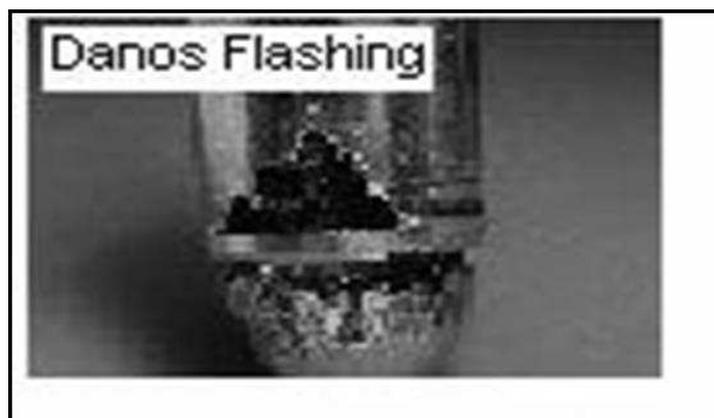


Figura 11 - Desgaste por Flashing, DHM (2014)

Além do desgaste na válvula, a cavitação ou flacheamento, cria uma tendência a diminuir a capacidade de vazão na válvula e conseqüentemente, a ocorrência da queda de pressão. As bolhas formadas criam uma condição de

compressão na válvula limitando a sua vazão. Este fenômeno aumentará até que a vazão atinja uma condição crítica (choked flow) através da barreira da cavitação dentro da restrição. Esta relação entre vazão e diferencial de pressão é detalhada na Figura 12.

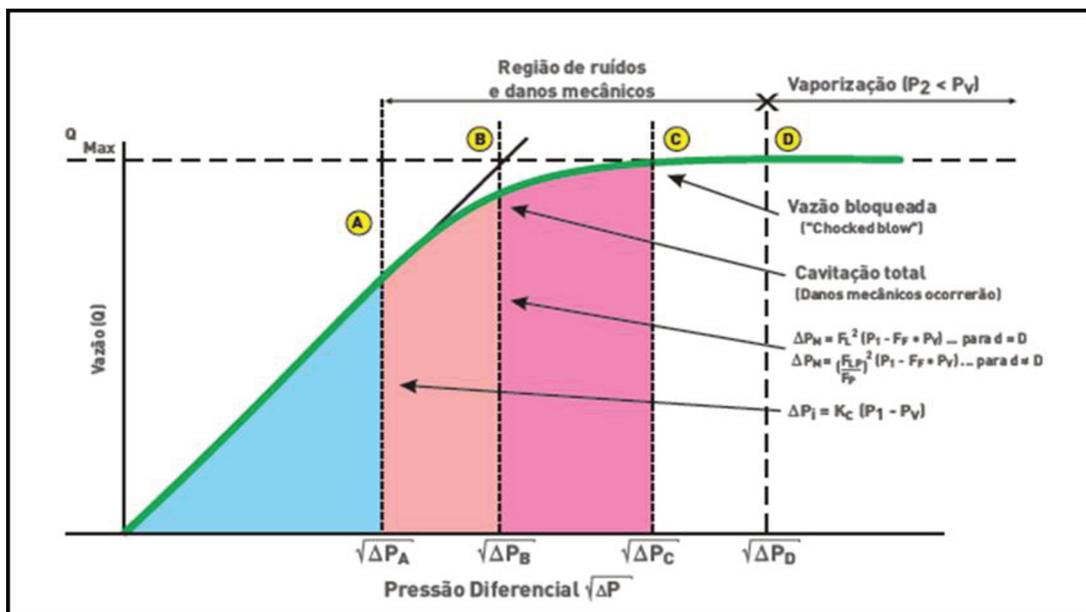


Figura 12 - Vazão x Diferencial de Pressão, Hiter (2013)

Analisando a Figura 8, diferencia-se em função da queda de pressão, os três estágios do surgimento da cavitação, fluxo bloqueado e flashing.

Primeiro Estágio: A cavitação começa no ponto A que correspondendo a um ΔP_A , ou seja, quando a P_{vc} alcança a P_v ($P_{vc} = P_v$) uma parte de líquido se transforma em bolhas de vapor iniciando a cavitação chamada incipiente.

Segundo Estágio: Continua no ponto B, correspondendo a um ΔP_B . Este ΔP_B é o limite permitido ou crítico pela norma ISA (Instrumentation Systems and Automation Society) para cavitação em função do fator de recuperação de pressão da válvula (F_L), ou seja, a partir deste ponto, a pressão começa a recuperar-se a medida que torna-se maior que a P_v . A implosão das bolhas começa com maior frequência, tornando-se novamente moléculas de líquido após a implosão. Neste ponto a pressão $P_2 > P_v$ e a vazão começam a ser sensivelmente afetadas.

Terceiro Estágio: No ponto relacionado ao ΔP_C a vazão está completamente bloqueada (choched flow) através da barreira provocada pela

pressão a jusante. Para existir fluxo através da válvula, a pressão a montante precisa ser aumentada (RIBEIRO, 1999).

Analisando a geometria progressiva dos ΔP em função da vazão percebemos que houve uma evolução volumétrica dos sólidos geométricos, significando que a vazão começa a ser restringida na área azul, depois na área rosa e depois fica estabilizada ou chocada nas áreas sucessivas.

Pelo fato desses três fenômenos estarem relacionados, costuma-se utilizar (para efeito de facilidade operacional quanto ao dimensionamento), a pressão diferencial tida no ponto (B), ou seja, (ΔP_B), como sendo a máxima pressão diferencial através da válvula, quando houver suspeitas de possibilidade de cavitação ou “flashing”.

O fator de recuperação de alta pressão e o diferencial de pressão é decisivo para se conhecer a tendência da válvula à cavitação. Esta relação está exemplificada na Tabela 1.

Tabela 1 - Fator de Recuperação de Pressão, ISA (2014)

Fator de Recuperação de Alta Pressão (FL)	Queda de Pressão	Recuperação de pressão
Alto	Alta	Baixa
Baixo	Baixa	Alta

O projetista deve saber qual é a máxima queda de pressão efetiva para produzir a vazão. Em quedas de pressão maiores que o diferencial crítico ou permitido, resulta em vazão crítica. Através de dados experimentais, os fabricantes como a Massoneilan Control Valve, estabelecem a recomendação apresentada na Tabela 2.

Tabela 2 - Comparação entre ΔP , Massoneillan Valves (2014)

$\Delta P_C < F_L^2 \cdot (P_1 - F_F \cdot P_V)$	$\Delta P_C \geq F_L^2 \cdot (P_1 - F_F \cdot P_V)$
Vazão Não Chocada	Vazão Chocada
Fluxo Sub Crítico	Fluxo Crítico
Fluxo Não Cavitante	Fluxo Cavitante

4. MODELAGEM MATEMÁTICA

4.1 Modelos Matemáticos da Válvula de Controle

Todas as válvulas de controle de vazão inseridas no sistema de lavagem de gás são modeladas segundo a Norma (ISA,2014) que dimensionam a condição ideal para uma boa operação, de tal forma que não exista fluxo crítico e vazão chocada resultando na cavitação ou flashing. Em fluxo crítico, acréscimos de pressão na entrada ou decréscimo de pressão na saída da válvula, não afetaria a velocidade de escoamento para uma mesma abertura da válvula.

Os modelos são oriundos de ensaios em laboratoriais normalmente com água e ar. São determinados o CV (Capacidade de Vazão), bem como os fatores envolvidos na especificação da válvula. Todos normalizados de acordo com a ISA, dentre os quais se destaca:

4.2. Modelos Matemáticos para Fluidos Compressíveis

As equações ISA são oriundas de testes feitos em laboratórios normalmente com água e ar. São determinados o CV (Capacidade de Vazão), bem como os fatores envolvidos na especificação da válvula.

4.2.1 Capacidade de Fluxo

É o número de galões por minuto (GPM) de água que flui através da válvula totalmente aberta (100%), quando há uma queda de pressão de 1 psi através dela, a 60 °F.

Para vazão não chocada:

$$C = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{G_f}{\Delta P}} \quad (2)$$

Para vazão não chocada:

$$C = \frac{Q}{N_1 F_P} \sqrt{\frac{G_f}{\Delta P}} \quad (3)$$

4.2.2 Fator de Recuperação de Pressão (Fl)

Este fator está relacionado com as alterações da geometria interna da válvula em sua capacidade de relacionar quando uma válvula entra em processo de cavitação ou flashing. Válvula que possui Fl baixo significa que possui absorve pouca queda de pressão e apresenta uma alta recuperação de pressão à jusante. Ou seja, Fl alto, significa que a válvula absorve grande queda de pressão e apresenta pequena recuperação de pressão.

$$Fl = \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{P_1 - P_{vc}}} \quad (4)$$

4.2.3 Fator de Relação de Pressão Crítica (Ff)

Este fator é usado para prever a pressão crítica (PC). É a relação da pressão da “vena contracta” aparente sob condições de vazão chocada para a pressão de vapor do líquido nesta temperatura de entrada.

$$Ff = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{P_V}{P_C}} \quad (5)$$

4.2.4 Diferencial de Pressão Crítica ou Permitida (ΔP_c)

O diferencial de pressão permitido ou crítico numa válvula de controle é utilizado para determinar a vazão chocada e fluxo crítico. O processo de cavitação e flashing são dados pela equação que representa uma comparação entre o diferencial crítico ou permitido para não existir cavitação e flashing e o diferencial de pressão que envolve as características físicas do fluido, a geometria interna da válvula e o seu fator de recuperação.

$$\Delta P_c = F_L^2 (P_1 - F_F P_V) \quad (6)$$

4.1.2.9 Índice de Cavitação (K_c)

Este índice estabelece a relação do diferencial de pressão na entrada com a pressão de vapor do fluido e o diferencial através da válvula. Índice pequeno indica uma baixa resistência à cavitação e índice alto uma alta resistência, conforme mostra a Figura 13.

$$K_c = \frac{P_1 - P_2}{P_1 - P_v} \quad (7)$$

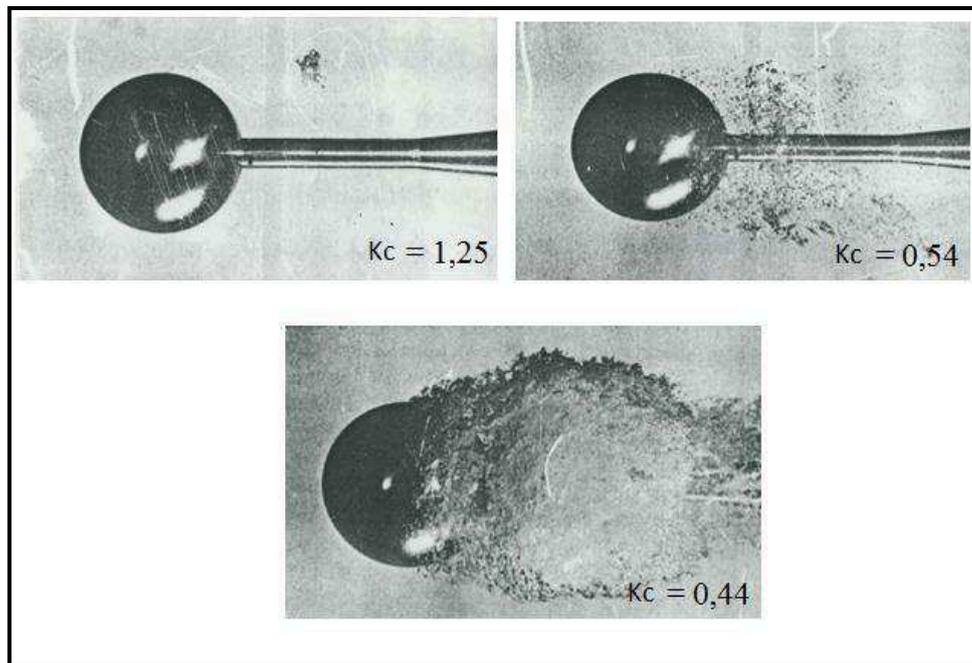


Figura 13 - Comparativo de K_c e Cavitação, Moura (2010)

4.2. Modelo de Escoamento Laminar

Escoamento de fluidos através de válvulas de controle é um fenômeno complexo devido a sua natureza tridimensional e transiente, sendo a velocidade, assim, uma função espacial e temporal (PARIONA, 2003).

4.2.1. Equações de Navier-Stokes

Existem três postulados de Stokes para caracterizar o comportamento de um fluido Newtoniano (ANSYS CFX, 2014). São eles: a) O fluido é contínuo e isotrópico, b) o tensor de tensões é uma função linear da velocidade de deformação e o fluido Newtoniano não possui uma memória da configuração ou deformação sofrida no passado, c) quando a deformação é zero, a lei de deformação deve-se reduzir à condição da pressão hidrostática. Alguns exemplos de fluidos não-Newtonianos comumente considerados são o sangue, pastas de dentes, polímeros e argila de barro (PARIONA, 2003).

Embora em situações simplificadas essas equações possam ser resolvidas analiticamente, na maioria das vezes, é necessário o uso de técnicas numéricas, através das quais se faz uma aproximação da equação diferencial, aceitando-se ter a solução para um número discreto de pontos no domínio, com uma determinada margem de erro, sendo que, quanto maior for o número de pontos, mais próxima da solução exata estará a solução aproximada, ou numérica, desde que feitas as devidas considerações para o escoamento (MALISKA, 2004).

As equações de Navier-Stokes formam um grupo de equações diferenciais parciais não lineares de segunda ordem, para escoamento incompressível que descrevem a movimentação de um fluido, relacionando fatores como velocidade, pressão, temperatura e densidade do fluido em movimento.

Teoricamente, podem ser usadas para resolver um determinado problema de fluxo por método analítico, algo que na prática não acontece, pois elas são muito complexas para serem resolvidas analiticamente. No passado, estudiosos faziam simplificações e aproximações, até tornar um conjunto de equações resolvíveis analiticamente. Atualmente, computadores de alto desempenho são utilizados para resolver as equações, empregando uma variedade de técnicas, dentre elas, o método de volume finito. As equações que regem o escoamento dos fluidos são (REBELLO, 2013):

Equação da Conservação da Massa:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

Equação de Navier-Stokes:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla p + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (9)$$

Entendendo que o escoamento é de natureza tridimensional, a equação de Navier-Stokes pode ser representada também na sua forma escalar:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x + \mu \nabla^2 u \quad (10)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y + \mu \nabla^2 v \quad (11)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \mu \nabla^2 w \quad (12)$$

A equação de continuidade juntamente com as três equações de movimento nas três coordenadas cartesianas, x, y e z, resultam num sistema de equações com quatro variáveis desconhecidas: A pressão estática do fluido p, e as três componentes da velocidade: u, v e w. Para casos simples de escoamento laminar, é possível obter soluções analíticas exatas ou numéricas por meio da Simulação Numérica Direta (DNS), pois não incluem nenhum tipo de modelagem da turbulência (REBELLO, 2013).

4.3. Modelo de Escoamento Turbulento

Praticamente todos os escoamentos presentes em diversos fenômenos geofísicos, tais como a camada de contorno planetária e os movimentos das nuvens são de interesse na engenharia, pois apresentam características turbulentas. Turbulência pode ser definida como um fenômeno convectivo não

linear transiente que ocorre nas três dimensões cartesianas. É uma propriedade intrínseca ao escoamento e não ao fluido, ocorrendo nas mais variadas escalas de tempo e comprimento. A turbulência é um fenômeno difusivo, que resulta no aumento das taxas de transferência de massa, energia e quantidade de movimento (HODAPP, 2009), conforme ilustrado na Figura 14.

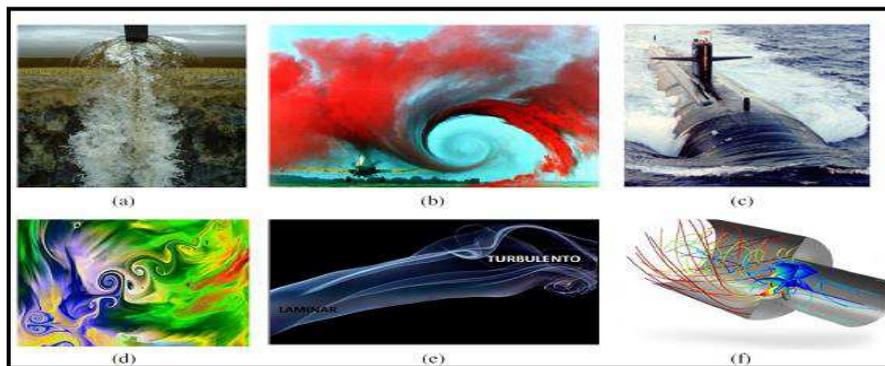


Figura 14 - Escoamento Turbulento, Gabbi (2013)

A turbulência é um fenômeno que acontece em escoamentos com altos números de Reynolds, em que as forças de inércia se sobressaem às forças viscosas. Caracterizado pela constante alteração da velocidade e da pressão com o tempo em regiões do escoamento, esse fenômeno é considerado caótico e complexo. Os fenômenos turbulentos acontecem em intervalos de tempo e comprimento amplos. Alguns deles acontecem em escalas tão mínimas que não poderiam ser detectados nem pelas malhas mais refinadas.

Por isso, os métodos baseados no sistema DNS demandariam uma alta capacidade computacional. Assim sendo, para prever os efeitos da turbulência de forma menos dispendiosa, surgiram os modelos de turbulência, cujo objetivo é propor meios computacionais de fechamento das equações de conservação e as três equações de Reynolds (REBELLO, 2013)

4.3.1. Tensão de Reynolds

Quando o regime de escoamento é turbulento, é preciso considerar a sua velocidade instantânea, pois o fluido escoar de forma aleatória. É definida como sendo a soma da média temporal das velocidades mais a sua componente de flutuação.

A Figura 15 descreve uma possível leitura da velocidade em um escoamento turbulento e Laminar.

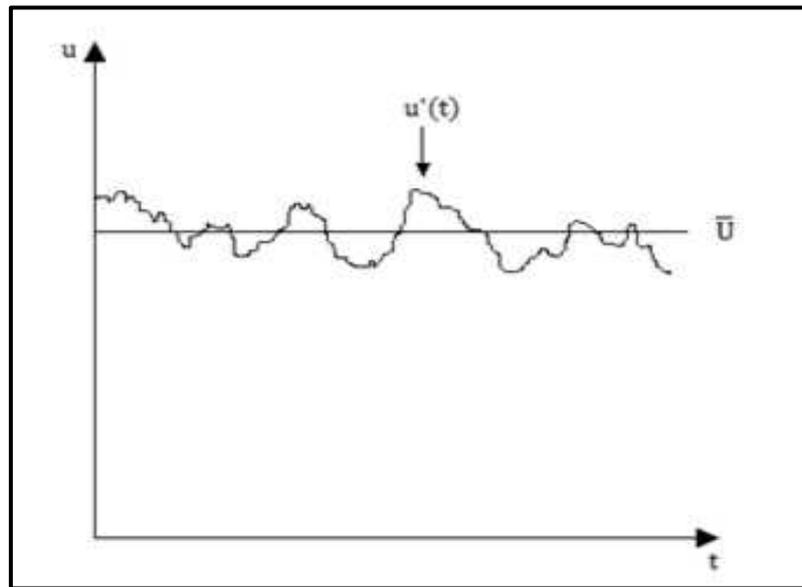


Figura 15- Velocidade Pontual em Escoamento Turbulento e Laminar, Rebello (2013)

A natureza inconstante do escoamento turbulento impede cálculos que descrevam o movimento completo de todas as partículas fluídas. Diante disso, Reynolds propôs a decomposição das componentes velocidades $u(t)$ em um valor médio, \bar{u} , e em uma componente da flutuação, u' , w' e $p'(t)$, sobre a forma de:

$$u = \bar{u} + u' \quad (13)$$

$$v = \bar{v} + v' \quad (14)$$

$$w = \bar{w} + w' \quad (15)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (16)$$

A decomposição das velocidades e pressão caracteriza o fluxo de natureza turbulenta, pois a velocidade instantânea agora é definida como sendo a soma da média temporal mais a componente de flutuação. Utilizando as velocidades instantâneas na equação da conservação da massa, tem-se:

$$\frac{\partial(\bar{u} + u')}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{v} + v')}{\partial y} + \frac{\partial(\bar{w} + w')}{\partial z} = 0 \quad (17)$$

Decompondo em velocidades médias e temporal resulta na equação da conservação da massa na sua nova forma, caracterizando os valores médios e estatísticos das propriedades do escoamento.

$$\left\{ \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right\} + \left\{ \frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial w'}{\partial z} \right\} = 0 \quad (18)$$

Ao, considera-se apenas os valores médios, obtem-se a equação da Conservação da Massa para Escoamento Turbulento.

$$\left\{ \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right\} = 0 \quad (19)$$

Além da equação de continuidade e momento, agora com as tensões de Reynolds, são quatro equações e dez variáveis desconhecidas. O fechamento dessa equação tornou-se um pesadelo matemático. Prever as tensões de Reynolds a fim de fechar o sistema em quatro equações e quatro incógnitas, foi preciso elaborar modelos de turbulência, baseados nas equações de Reynolds, que por meio de procedimentos computacionais predizem os termos do tensor das tensões de Reynolds (REBELLO, 2013).

Entretanto, substituindo as definições de velocidades instantâneas na equação da Conservação da Massa na sua forma escalar, obtem-se a Equação de Navier-Stokes para Escoamento Turbulento.

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \rho g_x + \mu \nabla^2 \bar{u} - \rho \left(\frac{\partial (\overline{u'^2})}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{u'v'})}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{u'w'})}{\partial z} \right) \quad (20)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \rho g_y + \mu \nabla^2 \bar{v} - \rho \left(\frac{\partial (\overline{u'v'})}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{v'^2})}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{v'w'})}{\partial z} \right) \quad (21)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \rho g_z + \mu \nabla^2 \bar{w} - \rho \left(\frac{\partial (\overline{u'w'})}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{v'w'})}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{w'^2})}{\partial z} \right) \quad (22)$$

Ao se comparar com a Equação da Conservação da Massa utilizada para escoamento laminar, agora surgem forças adicionais devido à turbulência

denominada forças aparentes. As tensões associadas a estas forças são chamadas de tensões aparentes ou tensores de Reynolds. As forças aparentes estão associadas ao escoamento turbulento da seguinte forma:

$$df_{Tx} = \rho \left(\frac{\partial(\overline{u'^2})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{u'v'})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{u'w'})}{\partial z} \right) \quad (23)$$

$$df_{Ty} = -\rho \left(\frac{\partial(\overline{u'v'})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{v'^2})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{v'w'})}{\partial z} \right) \quad (24)$$

$$df_{Tz} = -\rho \left(\frac{\partial(\overline{u'w'})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{v'w'})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{w'^2})}{\partial z} \right) \quad (25)$$

Estas forças aparentes estão associadas às tensões do escoamento turbulento, denominadas Tensões de Reynolds:

$$df_{Tx} = -\rho \left(\frac{\partial\sigma_{Txx}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{Txy}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{Txz}}{\partial z} \right) \quad (26)$$

$$df_{Ty} = -\rho \left(\frac{\partial\tau_{Tyx}}{\partial x} + \frac{\partial\sigma_{Tyy}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{Tyz}}{\partial z} \right) \quad (27)$$

$$df_{Tz} = -\rho \left(\frac{\partial\tau_{Tzx}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{Tzy}}{\partial y} + \frac{\partial\sigma_{Tzz}}{\partial z} \right) \quad (28)$$

Estas tensões são consequência das flutuações da velocidade, como representada na Equação (29).

$$\begin{pmatrix} \sigma_{Txx} & \tau_{Txy} & \tau_{Txz} \\ \tau_{Tyx} & \sigma_{Tyy} & \tau_{Tyz} \\ \tau_{Tzx} & \tau_{Tzy} & \sigma_{Tzz} \end{pmatrix} = -\rho \begin{pmatrix} \overline{u'^2} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{v'u'} & \overline{v'^2} & \overline{v'w'} \\ \overline{w'u'} & \overline{w'v'} & \overline{w'^2} \end{pmatrix} \quad (29)$$

Desta forma as tensões no escoamento turbulento podem ser consideradas como sendo o somatório das tensões laminares (média) mais as tensões turbulentas (flutuação), ou tensões de Reynolds. Para escoamento com fluido incompressível as tensões laminar e turbulenta são definidas pelas equações a seguir:

$$\sigma_{xx} = \bar{\sigma}_{xx} + \sigma_{Txx} \quad \bar{\sigma}_{xx} = -\rho + 2\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \quad \sigma_{xx} = -\rho(\overline{u'^2}) \quad (30)$$

$$\sigma_{yy} = \bar{\sigma}_{yy} + \sigma_{Tyy} \quad \bar{\sigma}_{yy} = -\rho + 2\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \quad \sigma_{yy} = -\rho(\overline{v'^2}) \quad (31)$$

$$\sigma_{zz} = \bar{\sigma}_{zz} + \sigma_{Tzz} \quad \bar{\sigma}_{zz} = -\rho + 2\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \quad \sigma_{zz} = -\rho(\overline{w'^2}) \quad (32)$$

$$\tau_{xy} = \bar{\tau}_{xy} + \tau_{Txy} \quad \bar{\tau}_{xy} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right) \quad \tau_{xy} = -\rho(\overline{u'v'}) \quad (33)$$

$$\tau_{yx} = \bar{\tau}_{yz} + \tau_{Tyx} \quad \bar{\tau}_{yz} = \mu \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) \quad \tau_{yx} = -\rho(\overline{v'w'}) \quad (34)$$

$$\tau_{zx} = \tau_{yx} + \tau_{Tzx} \quad \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right) \quad \tau_{zx} = -\rho(\overline{w'u'}) \quad (35)$$

Substituindo estes termos na Equação de Navier-Stokes para escoamento turbulento, com seus respectivos tensores, resultará de forma compactada:

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = \rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \quad (36)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = \rho g_y + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \quad (37)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = \rho g_z + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \quad (38)$$

Para que o sistema de equações possa ser fechado, foi preciso elaborar modelos de turbulência, baseados nas equações que demonstram os tensores de Reynolds. Por meios computacionais, estas tensões podem ser previstas (REBELLO, 2013).

Entretanto, não existe um modelo de turbulência geral e completo que descreva como varia a tensão de cisalhamento num campo de escoamento incompressível, viscoso e turbulento. Existe uma grande dificuldade em

determinar as tensões de Reynolds o que representa não conhecer a viscosidade turbulenta efetiva (REBELLO, 2013).

4.3.3 Modelo de Turbulência $k - \varepsilon$

O modelo de turbulência utilizado nesta pesquisa é o $k - \varepsilon$, por ser o mais conhecido dentre os modelos, que envolvem equações diferenciais. É robusto, preciso e estável, porque consegue reproduzir o efeito de fenômenos no escoamento de forma razoável e com um baixo tempo computacional em relação a modelos mais sofisticados. Atualmente é considerado como padrão entre os modelos de turbulência utilizados em simulações industriais, ele também é incorporado na maioria dos códigos comerciais de CFD (MENEZES, 2008).

O modelo introduz duas novas variáveis no sistema de equações, ficando assim representado (REBELLO, 2013),

$$\mu_t = C_u \rho \left(\frac{k^2}{\varepsilon} \right) \quad (39)$$

Em que

- C_u é a constante adimensional do modelo;
- k é a energia cinética turbulenta m^2/s^2 ;
- ε é a dissipação da energia cinética turbulenta m^2/s^3 .
- ρ é a densidade do fluido kgf/m^3 .

Mesmo assim as equações (29) e (39), ainda apresentam dificuldades de fechamento, sendo necessárias as soluções do modelo $k - \varepsilon$. Considerando o regime permanente, Jones e Launder (1972) propõem duas equações extras de transporte para essas incógnitas (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007):

$$\rho \bar{U}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (40)$$

$$\rho \bar{U}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{\varepsilon}{K} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (41)$$

Onde;

- P_k Representa a produção de energia cinética turbulenta por forças viscosas.

Para escoamento de fluídos incompressíveis, é sabido que:

$$P_k = \mu_t \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad (42)$$

Sendo que os valores das constantes do modelo $k - \varepsilon$ são representados como mostra a Tabela 3.

Tabela 3 - Valores das Constantes do modelo $k - \varepsilon$ padrão

C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$
0,09	1,00	1,30	1,44	1,92

4.4. Modelo em Volume Finito

Nesta pesquisa, foi utilizado o software ANSYS-CFX (ANSYS, 2014) para discretizar as equações que governam o escoamento do fluído aplicando à teoria dos volumes finitos idealizado por Patankar (1980), para obter os resultados.

4.4.1. Método de Volume Finito

O ponto de partida do Volume Finito (VF), consiste em aplicar as equações de conservação em cada Volume de Controle (VC). No centróide de cada VC localiza-se um nó computacional, no qual todas as variáveis são calculadas. Como resultado, obtém-se uma equação algébrica para cada VC, na qual aparecem os valores das variáveis no nó em questão e nos nós vizinhos (GONÇALVES, 2007).

Primeiramente, considera-se convecção-difusão estacionária de uma propriedade ϕ . Este processo pode ser representado pela equação (43) de transporte.

$$\text{div}(\rho\phi u) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) + S_\phi \quad (43)$$

Onde:

- div é o operador divergente, definido para um vetor ϕ como $\frac{\partial \phi}{\partial x}$;
- grad é o operador gradiente, definido para um escalar ϕ como grad ;
- $\text{grad}\phi_i = \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \hat{e}_i$, e para um vetor ϕ_i como gradiente $\text{grad}\phi_i = \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \hat{e}_i \hat{e}_j$ onde são os vetores unitários na direção i e respectivamente;
- u , é o vetor de velocidade m/s;
- ϕ , é a propriedade sendo transportada a qual as unidades podem variar;
- Γ , é o coeficiente de difusão o qual sua unidade depende de ϕ ;
- S_ϕ , é o termo de fonte que depende de ϕ .

Integrando a Equação (43) no volume de controle, têm-se:

$$\int_{vc} \text{div}(\rho u \phi) dV = \int_{vc} \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) dV + \int_{vc} S_\phi dV \quad (44)$$

Onde:

- vc representa o volume de controle;
- dV é o elemento de volume infinitesimal;

Aplicando o teorema da divergência na Equação (44), têm-se:

$$\int_{AA} \text{div}(\rho u \phi) dA = \int_{cv} (\Gamma \text{grad}\phi) ndA + \int_{cv} S_\phi dV \quad (45)$$


Taxa de Fluxo Convectivo
Taxa de Fluxo Difusivo
Geração/Distribuição da Propriedade

Assim, o balanço do fluxo em um volume de controle é representado por essa equação, sendo que os termos do lado esquerdo representam a taxa de fluxo convectivo e do lado direito, a taxa de fluxo difusivo e a geração ou destruição da propriedade ϕ dentro do volume de controle. O primeiro termo, representa a parcela convectiva do balanço de massa sob condições genéricas, sendo a variável mais delicada devido a sua não linearidade, pois está relacionada com a troca de calor (REBELLO, 2013).

O próximo passo é dividir o domínio em volumes de controle onde a equação acima possa ser aplicada. Essa divisão é denominada discretização.

4.4.2. Equações Discretizadas

Segundo Maliska (2004, p. 28), há duas maneiras de se obter as equações aproximadas pelo método dos volumes finitos: uma que consiste na realização de balanços da propriedade em questão nos volumes elementares (volumes finitos); e, outra, que se baseia na integração das equações na forma conservativa sobre o volume elementar no espaço e no tempo (SCOTTON e PEDROSO, 2013).

Os valores de uma variável dependente ϕ são armazenados nos centroides dos volumes de controle, ou seja, nos vértices dos triângulos da malha. As equações discretizadas da variável dependente são obtidas integrando a equação governante sobre cada um dos volumes de controle no domínio. A conveniência do processo está no reconhecimento do fato de que todas as equações governantes relevantes possuem uma forma comum, isto é uma forma da equação geral de transporte (GONÇALVES, 2007).

Considera-se o transporte de uma propriedade ϕ em que um domínio unidimensional onde os valores de ϕ nas fronteiras A e B são conhecidas, como mostrado na Figura 16, em 2D. Mas destaca-se que as simulações serão em 3D.

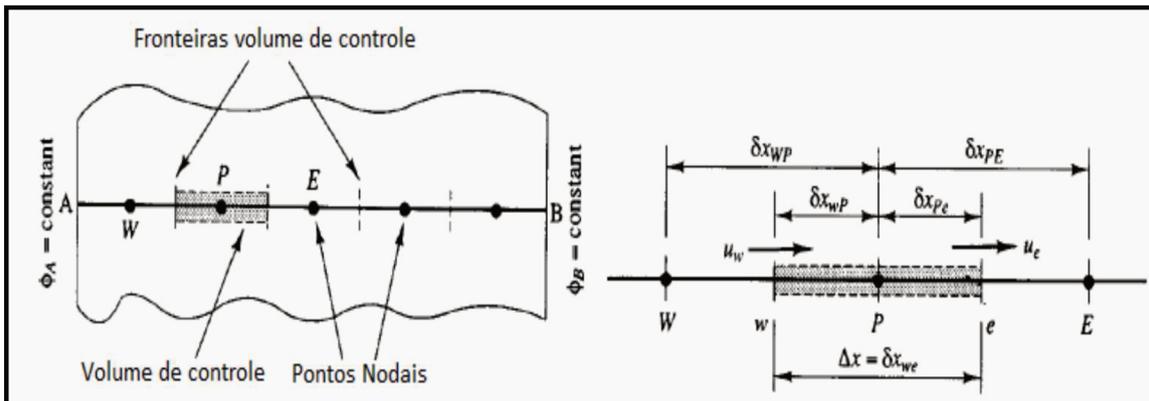


Figura 16 - Discretização Unidimensional, Rebello (2013)

O domínio mostrado na Figura 16 é composto por cinco pontos nodais que são o centro de cada volume de controle. O ponto P é a nossa referência e os pontos vizinhos são chamados de W e E, com suas respectivas faces w e e.

As distâncias entre W e P, e entre P e E são respectivamente, δx_{WP} e δx_{PE} . A espessura do volume de controle é $\Delta x = \delta x_{we}$.

Aplicando a Equação (43) no volume de controle no ponto P, é obtida a equação discretizada no ponto nodal. Sendo assim, tem-se:

$$(\rho v A \phi)_e - (\rho v A \phi)_w = \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w + S_\phi \Delta V \quad (46)$$

Onde:

- Os sub índices indicam a face na qual as propriedades são calculadas;
- \mathbf{U} é a velocidade na direção x ;
- A é uma área da seção da superfície do volume de controle ;
- S_ϕ é o valor médio da fonte sob o volume de controle;
- ΔV é o volume.

Considerando as condições de regime permanente e o mesmo processo de integração na Equação (8) de continuidade, tem-se:

$$(\rho v A)_e - (\rho v A)_w = 0 \quad (47)$$

Nesta pesquisa, a viscosidade dinâmica μ , que faz o papel do coeficiente de difusão Γ , a densidade ρ e a área de seção transversal A são constantes e conhecidos. Porém, ainda é necessário saber os valores de \mathbf{U} , ϕ e $\frac{\partial \phi}{\partial x}$ nas faces leste (w) e oeste (e).

O CFX oferece, para os modelos de turbulência menos robustos, três métodos para interpolação dos termos de advecção em torno do ponto nodal. São eles; *Upwind, high resolution e specified blend factor*. O método utilizado nesta pesquisa foi o *high resolution*. Normalmente, o CFX interpola as propriedades como mostrado na Equação (46). A equação 48 é o resultado do balanço advectivo e convectivo da propriedade ϕ ao passar pelas faces w e e do volume de controle. Escolher o método *Upwind* equivale a $\beta = 0$ na Equação (48), ou seja, “o valor convectivo de ϕ em uma face do volume de controle é levado a ser igual ao valor do nó à montante” (REBELLO, 2013).

$$\phi_f = \phi_{up} + \beta_{grad} \phi \Delta \vec{r} \quad (48)$$

Onde:

- ϕ_f é o valor da propriedade ϕ na face w ou e ;
- ϕ_{up} é o valor da propriedade ϕ à montante no ponto nodal;
- β é o “blend factor”;
- $grad \phi$ é o gradiente da propriedade ϕ cujo tratamento depende do método escolhido.
- \vec{r} é o vetor com sentido de origem à montante para o ponto nodal.

Quando a propriedade ϕ na Equação (44) for substituída pelas componentes de velocidade (u, v e w), as equações de momento em regime estacionário são obtidas. No sistema algébrico formado pelas Equações (46) e (47), cada componente de velocidade possui uma equação de transporte associada a ela, além de estar presente nos termos da Equação (8) da continuidade.

Por outro lado, a pressão possui um papel complexo nesse sistema pela ausência de uma equação específica para ela. O CFX faz uma aproximação usando a sistemática da interpolação e solução de pressão.

A Figura 17 representa um volume de controle inserido num elemento de controle, criando elementos vizinhos. São interligadas por linhas que ao se cruzarem criam nós e no centroide de cada volume de controle, as equações de movimento do fluido são integradas, conforme Rebello (2013).

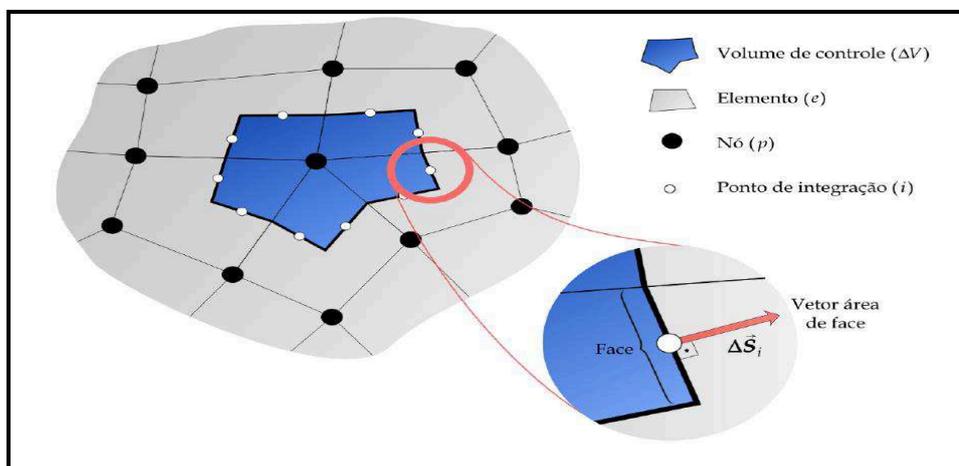


Figura 17 - Volume de Controle Elementar, Hurtado (2005)

5. MÉTODO

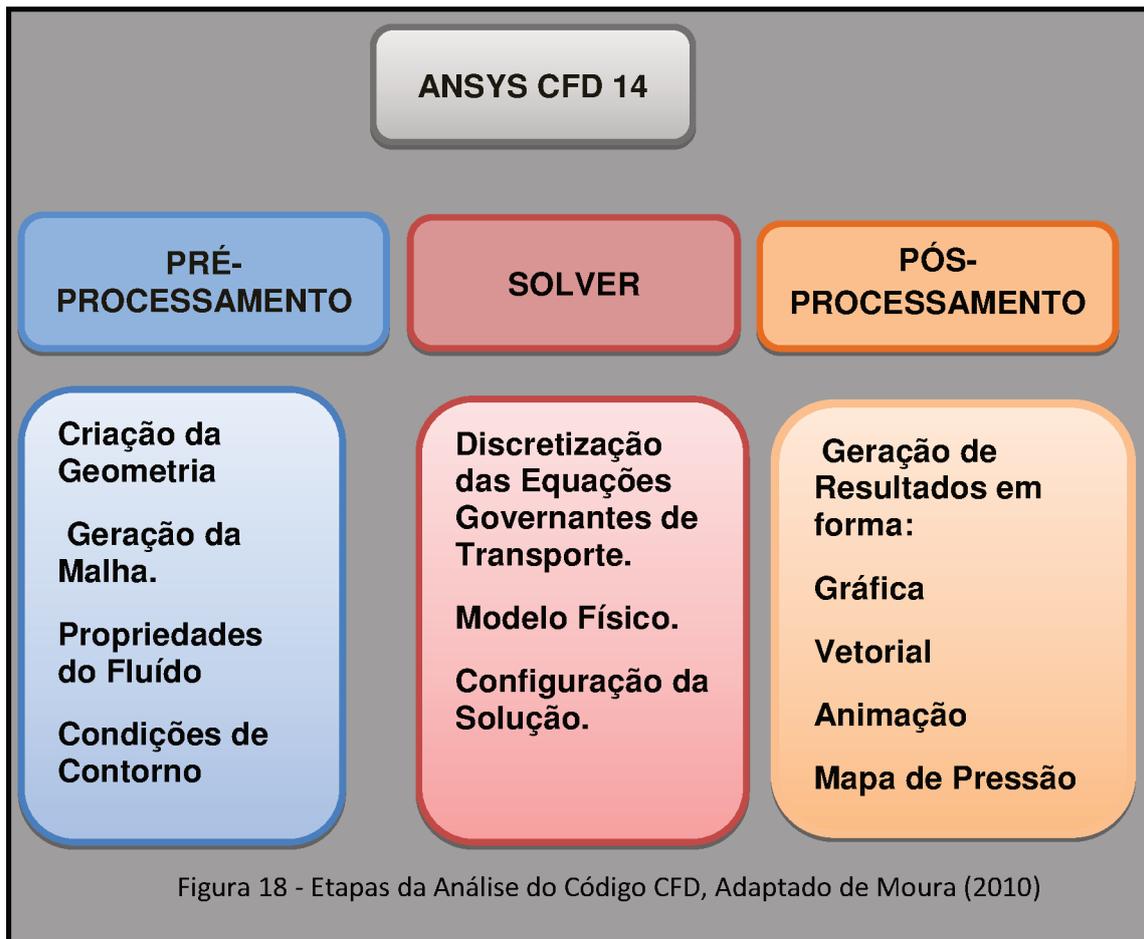
A Fluidodinâmica Computacional é o termo dado ao grupo de técnicas matemáticas, numéricas e computacionais, usadas para obter, visualizar e interpretar soluções computacionais para equações de conservação de grandezas físicas de interesse de um dado escoamento. Elabora os modelos computacionais que representem o sistema estudado, gerando uma representação da dinâmica do fluido a partir da aplicação da física do modelo gerado. Esta técnica prediz o escoamento do fluido, a transferência de calor e massa, mudança de fase, reação química, movimento mecânico, tensão ou deformação de estruturas sólidas. A maioria dos aspectos importantes dessas relações é não linear e, como consequência, não possuem soluções analíticas (MALISKA, 2004).

5.1 Ferramenta Computacional Ansys CFX 14

Descreve-se através da Figura 15 a estrutura básica das partes da simulação, utilizando o software Ansys CFX 14, licenciado e pertencente a Ansys inc., que utiliza códigos para a solução numérica pelo método de volumes finitos e das equações governantes que descrevem o escoamento do fluido, como o conjunto das equações de Navier-Stokes.

O Ansys CFX 14 é composto por três partes principais (VERSTEEG e MALALASKERA, 2007), conforme detalhado na Figura 18.

- Pré-Processamento;
- Solver;
- Pós-Processamento.



5.1.1. Geometria de Contorno

A primeira informação a ser introduzida no ambiente computacional para resolver um problema em CFD é o domínio onde se buscará a solução do problema, criando ou importando uma geometria 3D com uma interface acessível e amigável. Foi utilizado nesta pesquisa o software Solid Works para editar a geometria da válvula borboleta em 3D, conforme Figura 19 e 20.

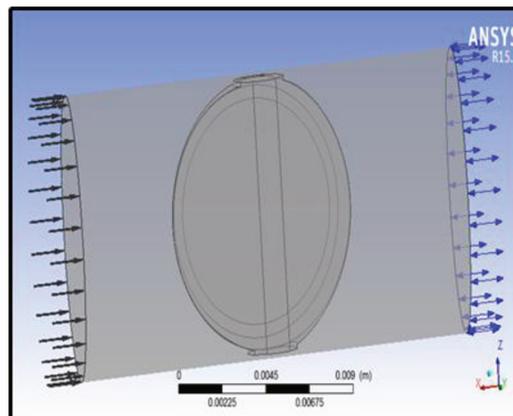
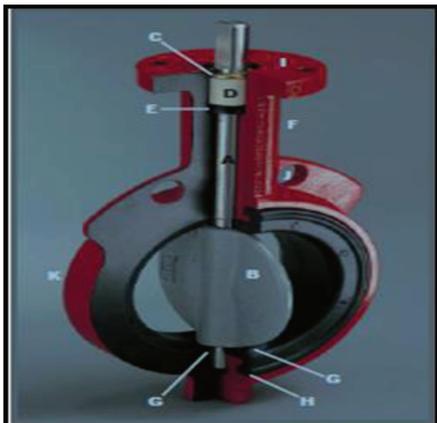


Figura 19 – Geometria física da Válvula Borboleta Figura 20 – Geometria computacional da Válvula Borboleta

5.1.2. Geração da Malha

Depois de criado o domínio, ele é dividido em pequenos subdomínios não sobrepostos chamados volumes de controle. A solução das equações de transporte pelos métodos numéricos envolve cálculo em subdomínios até atingir o critério de convergência determinado no pré-processamento. Este processo é chamado de malha (mesh).

A diferença entre a malha estruturada e a não estruturada, é que a primeira, é caracterizada por ter sempre o mesmo número de elementos vizinhos e os mais comuns são quadriláteros e hexaédricos. Nas malhas não estruturadas, cada elemento pode ter um diferente número de vizinhos podendo ter um formato diferente, sendo os mais comuns os elementos tetraédricos e prismas (GONÇALVES, 2007).

Os códigos computacionais para malhas não estruturadas além de mais flexíveis, não necessitam de alteração quando a mesma sofre um refinamento local, ou quando os elementos ou volumes de controle de diferentes formas são usados. Entretanto, a sua geração e o pré-processamento são mais complexos. O domínio da geometria é representado por uma válvula borboleta (Figura 19 e 20).

5.1.3. Refinamento da Malha e Convergência

Tratando-se de uma pesquisa computacional sobre cavitação, o parâmetro focado foi a pressão e o diferencial de pressão (ΔP). Estas duas variáveis foram parametrizadas no CFX visando obter maior confiabilidade. Em

seguida, a partir da malha grosseira da válvula, iniciou-se um refinamento alterando-se algumas variáveis na configuração dos elementos da malha, até chegar-se a uma malha em que a variação angular e simulação computacional ocorressem de 0 a 70 graus sem nenhum congestionamento computacional. Com a malha refinada, atingiu-se a convergência do diferencial de pressão e pressão máxima em função do aumento do número de elementos da malha, conforme Tabela 4 e Figura 21.

Tabela 4 - Convergência e Refinamento da Malha

Descrição		Geometria Original a 0º	
Número de Elementos		737.311	
Número de Tetraedros		661.347	
Número de Prismas		75.964	
Número de Pirâmides		0	
Número de Hexaedros		0	
Número de Poliedros		0	
Número de Nós		170.964	
Descrição		Geometria Final a 70º	
Número de Elementos		867.873	
Número de Tetraedros		772.133	
Número de Prismas		95.740	
Número de Pirâmides		0	
Número de Hexaedros		0	
Número de Poliedros		0	
Número de Nós		203.022	
Ângulosº	Nº de Elementos	Pressão Máxima	Delta P
0	737.311	89.811	89.64
10	735.516	89.781	89.743
20	735.516	89.899	89.702
30	620.953	90.021	89.71
40	628.210	90.158	89.905
50	649.979	90.222	89.893
60	815.255	90.211	89.992
70	867.873	90.377	90.075

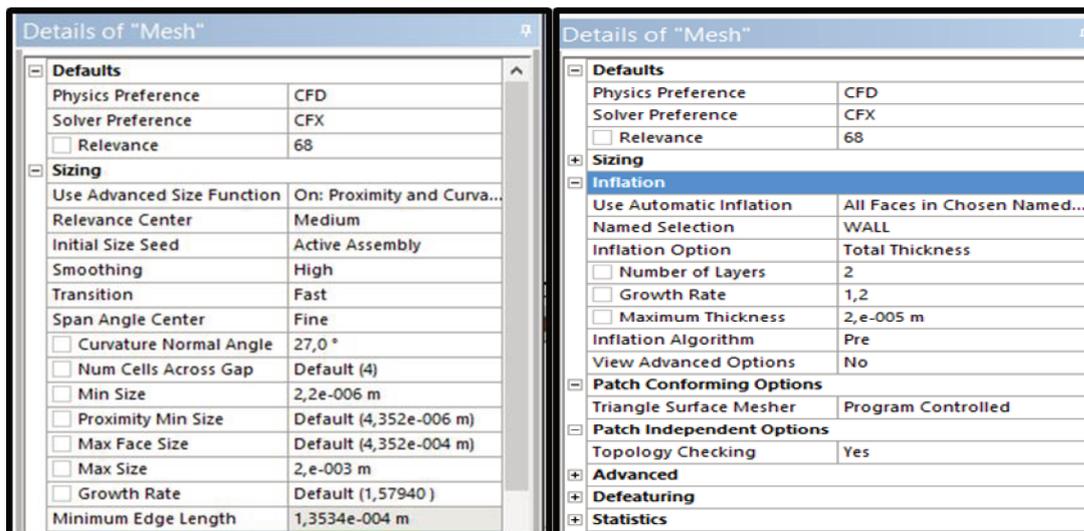


Figura 21 - Configuração da Malha

O refinamento da malha na “vena contracta” da válvula é necessário devido à complexidade do fluxo nessa região. Este refinamento obedece a uma proporção direta em relação à capacidade de processamento computacional sobre a malha, gerando maior tempo computacional (Figura 22 a e b) Por isso, as simulações foram feitas utilizando-se sempre 250 iterações e com um Resíduo Médio Quadrático (RMS) de 1×10^{-6} .

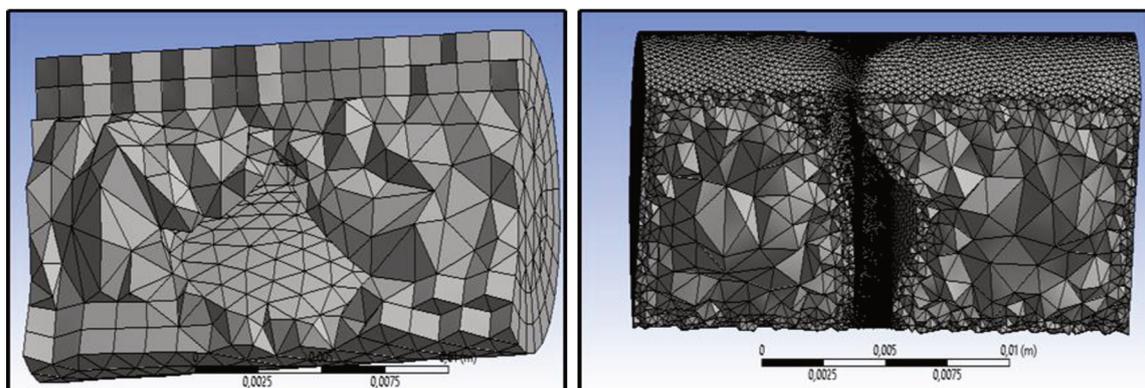


Figura 22 - Malha: a) Tetraédrica Original b) Tetraédrica Refinada.

5.1.4. Condições de Contorno

Nesta etapa, definem-se: 1) As características do problema e as informações necessárias para constatação da possível cavitação na válvula. 2) As propriedades do fluido usando modelos padrões do banco de dados de

materiais do CFX-Pre. 3) Condições de simulações, seu regime de escoamento e o modelo de turbulência.

Além das propriedades do fluido, especifica-se a velocidade, pressão, temperatura a fim de controlar a convergência através do número máximo de iterações, critério de convergência e o seu resíduo. Na simulação computacional da cavitação numa válvula, as zonas onde o fenômeno ocorrerá, é visualizado, trazendo melhor elucidação do fenômeno validado pelo modelo matemático do fenômeno. As Tabelas 5, 6 e 7 descrevem as características do fluido utilizado, condições de fronteira, contorno e parâmetros utilizados na simulação da cavitação na válvula borboleta.

Tabela 5 - Características físicas do Fluido Utilizado na Simulação

CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DO FLUIDO	VALOR
Temperatura de Referência °C	80
Densidade g/cm ³	0,9982
Viscosidade cm ² /s	1,0037x10 ⁻²
Calor Específico cal/Gr.K	0,998
Pressão de Referência KPa	60
Pressão de Vapor KPa	47,39
Temperatura Crítica °C	374
Pressão Crítica KPa	221e+5

Tabela 6 - Condições de Fronteira para a Simulação

CONDIÇÕES DE FRONTEIRA	REFERÊNCIA
Parede da Tubulação	Não deslizamento sobre a parede
Entrada da Tubulação KPa (Inlet)	Pressão Estática = 150
Saída da Tubulação (Outlet) KPa	Pressão Estática Relativa = 60

Tabela 7 - Parâmetros de Simulação

PARÂMETRO	VALOR
Tipo de Simulação	Estacionário
Advection Scheme	Specified Blend Factor = 0,75
Pressão de Referência	60 KPa
Pressão de Saída	60 KPa
Temperatura	80° C
Transferência de Calor	Isotérmico
Critério de Convergência	RMS (raiz do desvio quadrático médio)
Resíduo Esperado	1 x 10 ⁻⁶
Regime de Escoamento	Turbulento
Modelo de Turbulência	$k - \epsilon$

5.1.5. Processamento e Simulação

As equações de transferências de quantidade de movimento, energia e massa são processadas na etapa do solver, bem como o acesso à sua biblioteca para utilizar as informações sobre propriedades de alguns fluidos relacionados a modelos físicos e químicos (turbulência, transferência de calor por radiação, modelos de combustão, etc). As etapas do solver compõem-se em inicialização, controle monitoramento da solução, cálculo e convergência da solução, conforme mostrado na Figura 23 (MOURA, 2014).

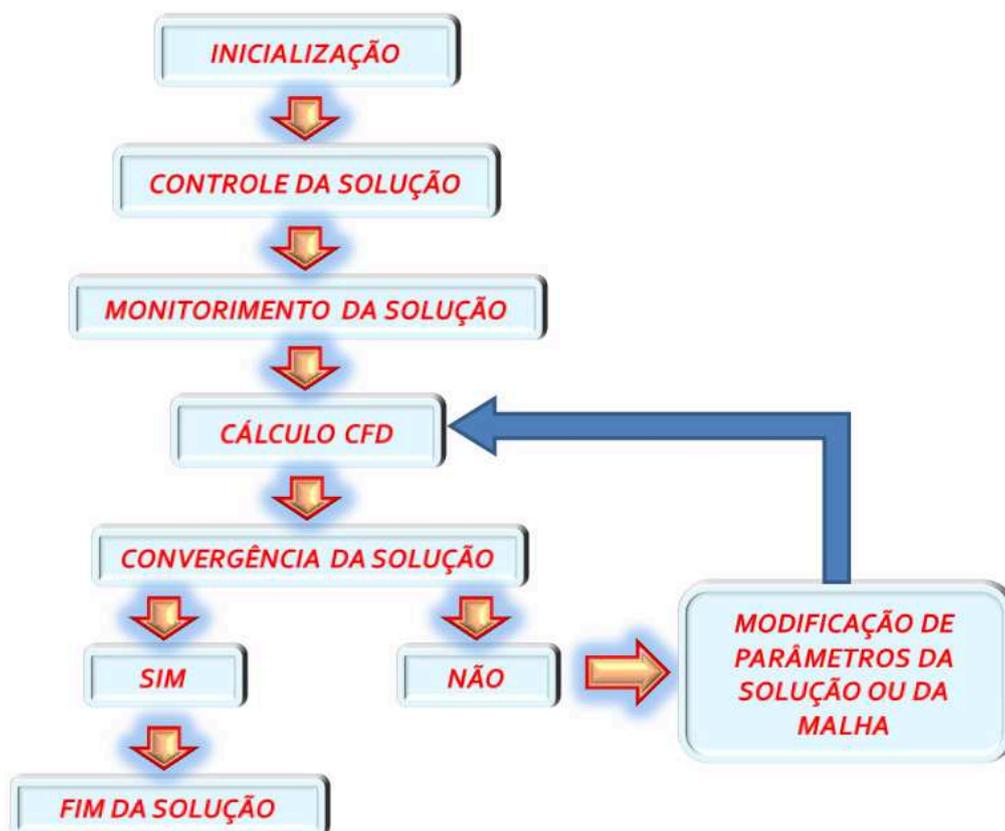


Figura 23 - Visão Geral da Arquitetura do Solver Ansys CFX 14, MOURA (2014)

As expressões resultantes da integração do volume de controle distinguem o método de volumes finitos de todas as outras técnicas do CFD, mantendo as propriedades de cada célula. Ao relacionar o algoritmo utilizado com o princípio físico de conservação simulado, constitui umas das principais atrações do Método dos Volumes Finitos, tornando seus conceitos muito mais fáceis de entender (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

Os algoritmos numéricos contidos nos códigos de CFD resolvem o problema percorrendo três etapas (MOURA, 2014).

Inicialmente, aproximando as variáveis desconhecidas do escoamento através de funções posteriormente discretizadas das aproximações nas equações que governam o escoamento e por fim, aplicando a solução de equações algébricas (MOURA, 2014).

De forma simplificada o CFD Solver, resolve os problemas da Dinâmica Computacional produzindo resultados de forma iterativa, como detalhado na Figura 24.

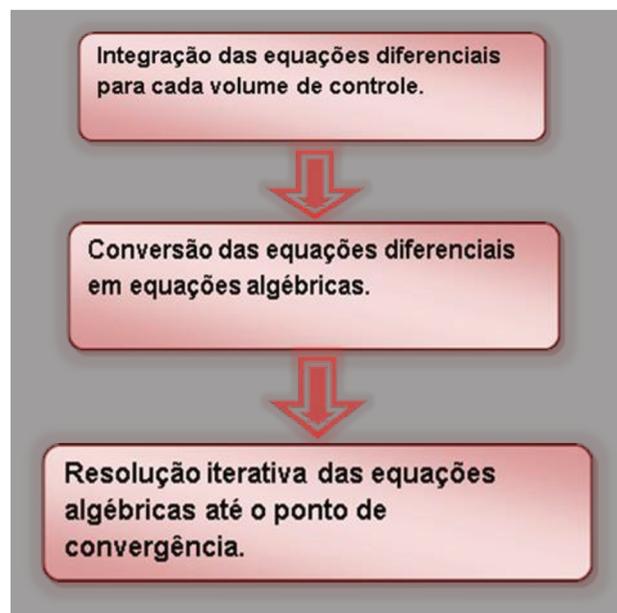


Figura 24 - Dinâmica do Solver, VIANA (2014)

O processamento e simulação até o cálculo do resultado, após a discretização, são iterativos de acordo com o critério de convergência e o resíduo esperado. As figuras 25 (a) e (b) representam as convergências da energia cinética turbulenta gerada e dissipada ($k - \epsilon$) e as velocidades (u, v e w), cujas inclinações convergem para 1×10^{-6} em 250 iterações, validando as simulações.

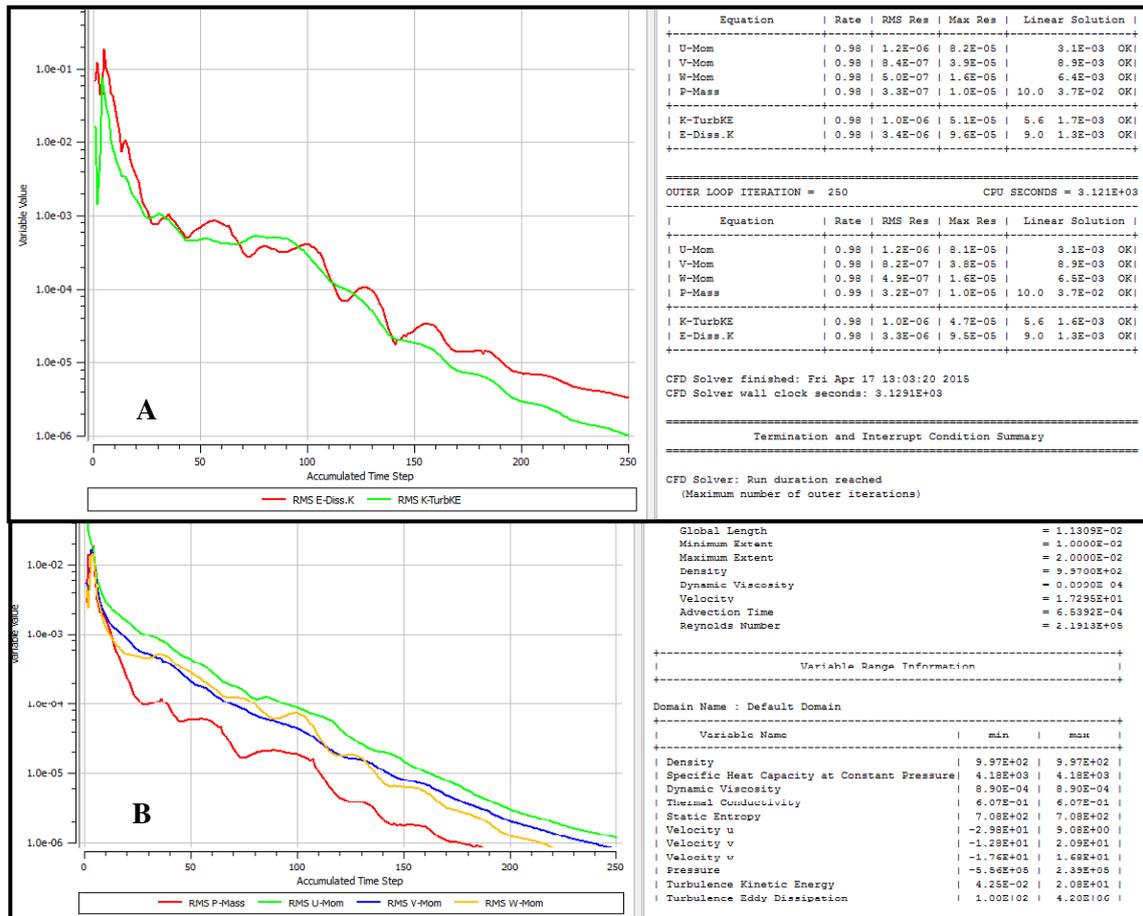


Figura 25: Convergência da Solução: A) Energia Cinética: $k - \epsilon$ B) Velocidades: $u, v e w$

5.1.6. Resultados – CFX POST

Nesta etapa, o Pós-processamento CFX – POST permite basicamente uma análise dos resultados através de linhas de corrente, vetores, animações, gráficos em 2D e 3D, exportando esses dados e imagens.

Devido aos avanços tecnológicos em software e hardware gráficos, os principais pacotes de CFD estão equipados com ferramentas versáteis para visualização de campos escalares e vetoriais incluindo:

- Visualização da geometria e da malha.
- Gráficos de vetores.
- Gráficos de contorno.
- Gráficos de superfícies no espaço tridimensional.
- Visualização de linhas de fluxo e de trajetória de partículas.
- Gráficos de variação de pressão e vazão em diferentes pontos

5.1.7. Resultados - Figuras, Gráficos e Tabelas

Encontrado a condição ideal para simulação dentro do critério de convergência e o devido refinamento da malha, novas simulações foram feitas variando o ângulo do disco da válvula borboleta, de 10 em 10 graus, a fim de mapear os pontos cavitantes na válvula e tubulação. Para tanto, a geometria da válvula foi pontuada através de uma linha e o CFX mapeou o contorno do disco, a fim de estudar os pontos críticos em que as bolhas de vapor entram em colapso, gerando a cavitação.

A partir desta primeira simulação, utilizando a malha refinada, com resultados amparados pelo critério de convergência, realizaram-se várias simulações com aberturas previstas na geometria de contorno da válvula, a fim de obter resultados indicativos das situações características de cavitação.

Dados que foram analisados em forma de mapa, gráfico de pressão e validados com o modelo matemático normalizado pela ISA.

Como na cavitação o fator crítico é a recuperação de pressão à jusante da válvula, optou-se em trabalhar com um diferencial de pressão constante resultante das pressões estabelecidas na entrada e saída, independente da variação angular da válvula. Sendo assim, a pressão à montante e jusante respectivamente foram, 150 kPa e 60 kPa, resultando num diferencial de pressão de 90 kPa.

A fim de atingir o objetivo da pesquisa, criou-se um ambiente propício a cavitação em todas as variações angulares através da pressão estabelecida acima da pressão de vapor da água (47,39 kPa), conforme anexo 1. Como o foco da pesquisa é analisar a cavitação e conhecer o ângulo crítico de abertura propensos a desgaste por cavitação, optou-se por uma pressão relativa acima da pressão de vapor. Ou seja, se aumentar ou diminuir o valor da pressão a jusante, poderá ou não ocorrer cavitação ou até mesmo o flashing.

Outras simulações com diferenciais de pressão diferentes foram feitas mantendo-se o mesmo ângulo da válvula, visando mapear os pontos de cavitação. Como resultado, constatou-se que o mesmo sempre se localizou no centro do disco da válvula, aumentando apenas a sua intensidade em função da diferença de pressão.

Uma nova série de simulações foi feita, visando uma análise mais acurada da incidência da cavitação. Variaram-se os ângulos de abertura da válvula e manteve-se constante o diferencial de pressão. O resultado foi que, a geografia da incidência da cavitação migrou e ampliou-se do centro para a extremidade do disco da válvula, em função da variação angular. Por isso, optou-se nesta pesquisa, usar este método para estudar a cavitação.

Os dados de cada simulação foram mapeados, tabelados e visualizados através de mapas de pressão, gráfico e com o diferencial de pressão parametrizado pelo CFX. A pressão à montante e jusante foi monitorada através de uma linha inserida no domínio da válvula e o FL (Fator de Recuperação de Pressão) utilizado para cálculo da válvula foi utilizado do Anexo 2, conforme Tabela 8.

Tabela 8 - Monitoramento das Variáveis nas Simulações Calculadas pelo CFX

Linha	ΔP	ΔP_c
º	kPa	kPa
Válvula	ΔP	ΔP_c
º	kPa	kPa

Sendo que:

ΔP : Diferencial de Pressão Parametrizado pelo CFX.

ΔP_c : Diferencial de Pressão Crítico Calculado.

6. RESULTADOS

A cavitação foi pesquisada nos ângulos cujos resultados estão tabelados e discutidos em cada simulação, conforme ilustra a Tabela 8, com incremento angular de 10° até 70°, considerado o limite operacional da válvula. Em todas as simulações, o resultado foi um escoamento turbulento, devido ao valor do número de Reynolds (> 2.500). O modelo de turbulência utilizado foi o $k - \varepsilon$. A metodologia utilizada para análise do escoamento do fluido foi a comparação da pressão em com os parâmetros, através de mapa, gráfico de pressão e indicadores e cavitação, de acordo com a legenda abaixo, sendo que:

-  Comportamento Gráfico da Pressão ao longo do Domínio da Válvula. (Linha Inserida na válvula)
-  Pressão de Vapor da Água a 80 C°= 47,39 kPa
-  Linha Inserida ao longo do domínio da Válvula.
-  Pontos de Cavitação no Mapa e no Gráfico de Pressão

A linha vermelha representa a variação gráfica da pressão no domínio da válvula, através dos gradientes de pressão medidos pela linha preta inserida no domínio da válvula para registrar graficamente a pressão.

6.1. CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES

Algumas considerações e explicações foram feitas para efeito de entendimento ao longo das variações angulares.

a) Geometria do Obturador: A superfície lisa e outra abaulada foram determinantes na criação do diferencial de pressão e aumento de velocidade de escoamento.

b) Quinas angulares nas extremidades do Obturador: Foram determinantes para formação de dois caracóis de pressão, caracterizando a vena contracta, que imprimiram velocidade no fluido. Analisando apenas a malha da válvula, constatou-se um refinamento automático nessa área pelo CFX, no sentido de integrar as equações diferenciais que regem o escoamento nos pontos nodais

de cada volume de controle. Converteram-se estas equações diferenciais em algébricas, gerando uma resolução iterativa até atingir o critério de convergência.

c) Proporcionalidade das pressões no domínio da Válvula: A pressão a montante e jusante variou em função da variação angular, estabelecendo diferentes diferenciais de pressão. Através da variação angular, a face do ângulo do disco, foi a resistência que gerou a pressão a montante. O foco da pressão a jusante foi um bolsão de pressão crescente com foco no centro da superfície abaulada do disco, que gerou baixas pressões nas zonas a jusante.

d) Vaporização e Cavitação: A vaporização da água na temperatura de 80°C aconteceu quando a pressão traduzida nos resultados do gráfico e mapas, esteve em ambientes abaixo de 47,39 kPa, conforme Anexo 1. A cavitação aconteceu quando a pressão recuperou na linha da pressão de vapor. Tanto a vaporização como a cavitação tiveram focos nos bolsões de pressão abaixo da pressão de vapor a jusante da válvula.

e) Mapa e Gráfico de Pressão:

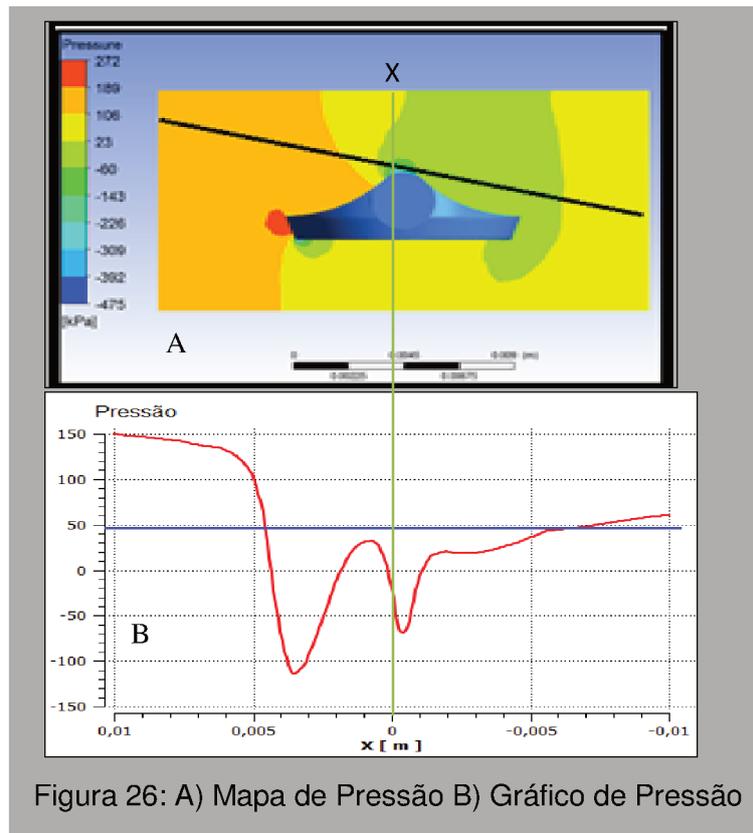


Figura 26: A) Mapa de Pressão B) Gráfico de Pressão

No mapa de pressão da Figura 26 (A), uma linha foi inserida no domínio da válvula para representar graficamente a pressão, a fim de registrar numericamente o valor da variação da pressão. Na Figura 26 (B), a pressão registrada no domínio da válvula pela linha preta está representada graficamente através da linha vermelha. A linha azul a registra a pressão de vapor da água a 80°C, equivalente a 47.39kPa conforme Anexo 1, sendo que a linha verde que corta as duas figuras, é o eixo X do disco da válvula e do gráfico.

6.2. Ângulos de 0, 10, 20 e 30°

Como as pressões a montante e jusante são constantes, a única pressão que ditou o comportamento cavitante foi resultante da variação angular do disco. Para simplificar a análise dos quatro casos na Figura 27, destacaram-se alguns pontos:

a) Vaporização: De 0 a 30° houve uma drástica queda na vaporização indicando uma redução na produção de bolhas de vapor que possivelmente

foram implodidas na linha da pressão de vapor, ocorrendo cavitação. Este fato foi constatado na redução do gradiente da pressão de - 475 a - 23 kPa.

b) Cavitação: Em contrapartida, houve uma redução na intensidade da cavitação, pois em 0° e 10°, praticamente houve dois pontos de cavitação marcados por setas acinzentadas, mas de 20 a 30° houve 3 pontos de cavitação. Esta alteração a 20° ditou os comportamentos das pressões nas variações angulares posteriores, até 30°, diminuindo até estabilizar na linha da pressão de vapor a 40°.

c) Bolsões de Pressão: A 0° (Figura 27 A) houve 3 bolsões, localizados no centro do disco, cuja variação do gradiente de pressão foi de - 226 a -143 kPa. Um deles que envolveu a superfície abaulada a jusante e a quina angular variou de -143 a - 60kPa. Tais bolsões foram comprimidos por outros bolsões variando com pressões de 23 a 106 e de 106 a 189 kPa, gerando cavitação, não detectada pela linha inserida, mas pela análise do CFX. A 10° (Figura 27 C e D), a variação do gradiente de pressão aproximou-se da pressão de vapor, resultando na diminuição da pressão nos bolsões formados. A pressão nos bolsões no centro e na superfície abaulada do disco variaram de -102 a -53 kPa, comprimido por outro bolsão cuja variação foi de -5 a 44 kPa e no centro do disco, variou de -200 a 5 kPa comprimido pelo bolsão que cuja pressão variou de - 5 a 44 kPa.

A 20° (Figura 27 E e F) o comportamento da pressão mudou em relação aos ângulos anteriores. Quatro bolsões se formaram a jusante. O que está localizado na extremidade angular, variou de - 23 a 5 kPa. No centro do disco, variou de - 51 a - 23 kPa e na parte abaulada de - 23 a 5 kPa, no abaulamento variaram de 61 a 89kPa e de 33 a 61kPa. Todos estes bolsões estão pressurizados por outro grande bolsão a jusante cujo gradiente de pressão variou de 33 a 61 kPa, gerando cavitação.

A 30° (Figura 27 G e H), a variação do gradiente da pressão a jusante é mais próxima da pressão do vapor. Concluiu-se que a vaporização diminuiu e a incidência da cavitação aumentou. A pressão no bolsão formado na superfície superior a jusante variou em três camadas de - 23 a 42 kPa. No centro do disco o bolsão continuou cuja pressão variou também em três

camadas: de - 23 a 42kPa. Todos estes bolsões foram comprimidos por um bolsão a jusante que variou de pressão foi de 42 a 64 kPa.

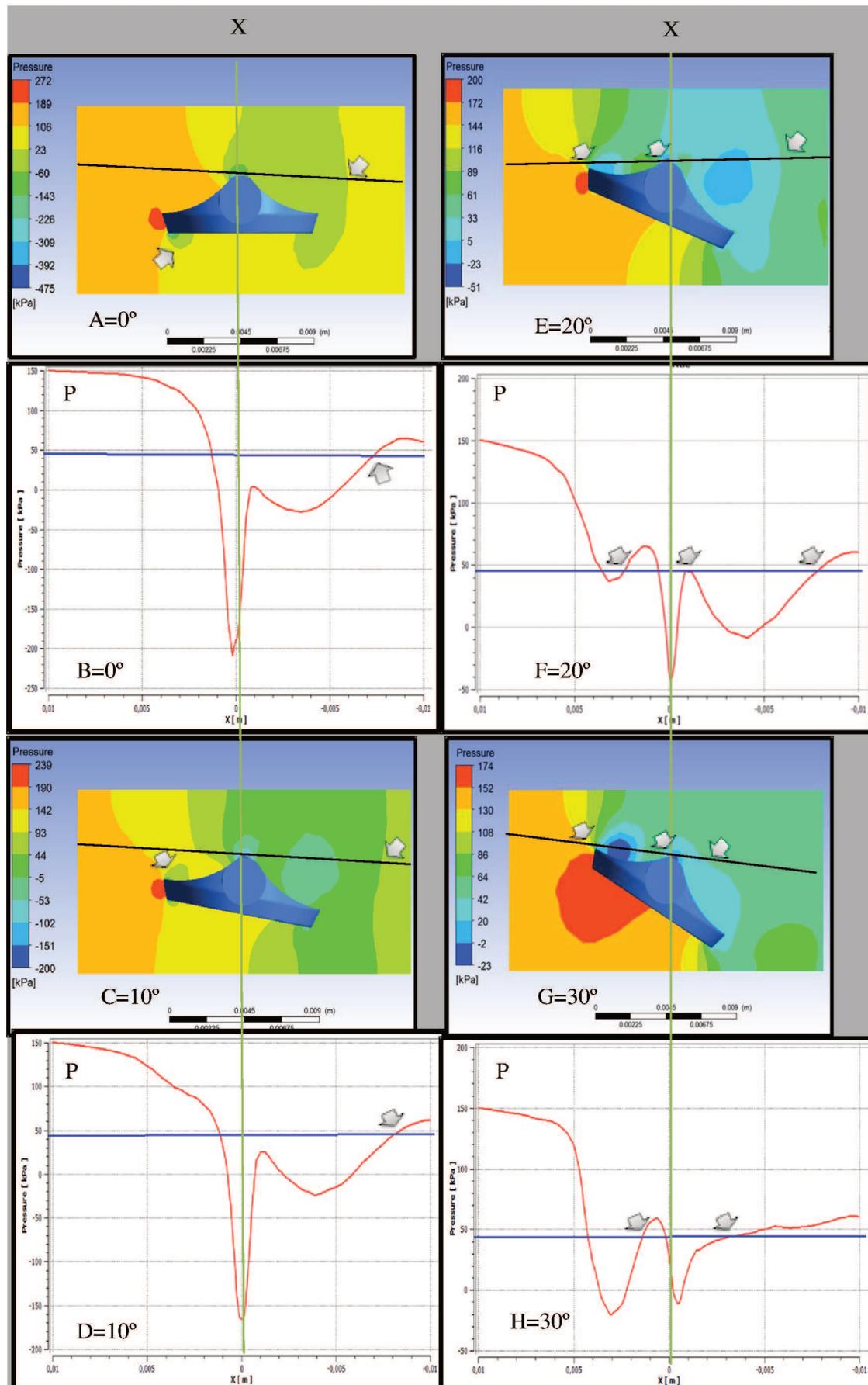


Figura 27: Mapas e Gráficos de Pressão a 0° , 10° , 20° , 30°

Nos mapas e gráficos de pressão do ângulo de 0 e 10°(Figura 27 A,B,C e D), constatou-se o alto nível de vaporização da água, evidenciado pelo nível de pressão, - 200 e 150 kPa. Este fenômeno favoreceu o desgaste por flashing em grande área do disco. A 0°(Figura 27A e B) ocorreu desgaste por cavitação nas extremidades do disco e na tubulação, marcados pelas setas acinzentadas, no limite do bolsão verde, cuja pressão variou de – 143 a – 60 kPa, pressionado pelo bolsão amarelo, cuja pressão variou de 23 a 106 kPa, caracterizando a cavitação. Graficamente nos ângulos de 0 e 10°(Figura 27 B e D), a linha registrou 1 ponto de cavitação, mas no mapa de pressão (Figuras 26 A e C), constatou-se apenas dois pontos.

No mapa do ângulo de 20° (Figura 27 E e F) requereu uma análise mais detalhada, porque houve 3 quedas de pressão, 3 recuperações de pressão, caracterizando 3 pontos de desgaste por cavitação. Também, o bolsão de pressão formado a partir de 10°(Figura C e D), agora, aumentou a dimensão atuante sobre o disco e dividido em 3 áreas. Nas extremidades do disco a jusante, cuja pressão variou de – 23 a – 33 kPa. Na parte central, com a pressão variando de – 23 a – 5 kPa, criando um ambiente cavitante e registrado no gráfico de pressão.

Também, a linha de pressão no domínio da válvula aproximou-se da linha da pressão de vapor, reduzindo a vaporização, à medida que aumentou a angulação. Este ângulo ditou um comportamento cavitante que tendeu a estabilizar a partir de 30°.

Em 30° (Figura 27 G) o mapa de pressão registrou 2 bolsões de pressão, variando de – 23 a 42 kPa, pressurizados por outro bolsão variando de 42 a 64 kPa, caracterizando 3 pontos de cavitação nas extremidades e no centro do disco. Na Figura 27 E, a pressão é registrada graficamente e cortada pelo limite da geração de bolhas de vapor. Diferente de 20°, houve 2 quedas e 2 recuperações de pressão, caracterizando, no domínio da válvula, 2 pontos de cavitação, mas no mapa de pressão, percebe-se que o disco continua ainda com 3 pontos cavitantes.

A validação da cavitação deu-se pelo fato do $\Delta P > \Delta P_c$ conforme o modelo matemático da ISA. Observou-se que o comportamento da pressão tendeu para a pressão de vapor, tanto que a linha que registra a pressão na área jusante de 0° a 30° , aproximou-se da pressão de vapor.

Tabela 9: Indicadores nos Ângulos de $0, 10, 20$ e 30°

Ângulos	ΔP	ΔP_c
0°	89.77	51.58
10°	89.837	51.70
20°	89.891	83.57
30°	89.891	83.57

6.3. Ângulos de $40, 50, 60$ e 70°

No mapa de pressão a 40° (Figura 28 A), o bolsão de vapor migrou do centro para a extremidade do disco na parte a jusante (superior), em duas camadas de pressão, cuja variação foi de - 2 a 35 kPa. Este bolsão está comprimido por outro que abrange toda a face jusante (abaulada) do disco, com variação de pressão de 35 a 53 kPa. Estes bolsões foram comprimidos por outro com variação de pressão de 53 a 71 kPa, criando um ambiente cavitante na face a jusante do disco. No gráfico de pressão a 40° (Figura 28 B), a pressão ultrapassou o limite da pressão de vapor, gerando bolhas, e recuperou estabilizando na linha de pressão de vapor da água, gerando uma cavitação amena. Constatou-se que neste ângulo, a produção de bolhas de vapor diminuiu em relação às variações angulares anteriores.

No mapa de pressão a 50° (Figura 28 C), a vaporização diminuiu e reduziu a dois bolsões a jusante. A variação da pressão nestes bolsões foi de 18 a 33 e de 33 a 49 kPa, amenizando o efeito da cavitação, pois a variação do gradiente de pressão, aproximou da linha da pressão de vapor, em função da variação angular. No gráfico a 50° (Figura 28 D) os bolsões de pressão unificaram-se atuando sobre a área a jusante do disco da válvula. O nível de vaporização diminuiu juntamente com a cavitação, entretanto toda a superfície

do disco a jusante está sujeita a vaporização, indicando 1 ponto de cavitação no disco e tubulação.

No mapa de pressão a 60° (Figura 28 E), as pressões a montante e jusante harmonizaram, formando-se apenas um pequeno bolsão, cuja variação de pressão foi de 15 a 43 kPa, comprimido pela pressão a jusante, que variou de 43 a 70 kPa, gerando uma pequena cavitação, devido a diminuição da vaporização. No gráfico de pressão (Figura 28 F) constatou-se o mínimo possível de formação de bolhas e possibilidade de cavitação, evidenciado em apenas 1 ponto de cavitação.

No mapa de pressão a 70° (Figura 28 G), foi o limite operacional da válvula, e a pressão a jusante, variou de 1 a 31 kPa, devido ao baixo escoamento. Não se formou mais bolsões de pressão e com isso, a vaporização da água inexistiu e com ela a cavitação. Este fato foi evidenciado no gráfico de pressão deste ângulo (Figura 28 H), cuja linha de pressão não corta o limite de vaporização da água, portanto, com o fluxo restrito, inexistiu cavitação no limite operacional da válvula.

Em termos de validação da cavitação, constatou-se que o $\Delta P > \Delta P_c$, conforme Tabela 10. Com a variação angular, diminuiu-se a área sujeita à cavitação ou flashing, em função da restrição da vazão.

Tabela 10: Indicadores nos Ângulos de 40, 50, 60 e 70°

Ângulos	ΔP	ΔP_c
40°	90.173	76.09
50°	90.128	72.50
60°	90.211	67.31
70°	90,387	63.97

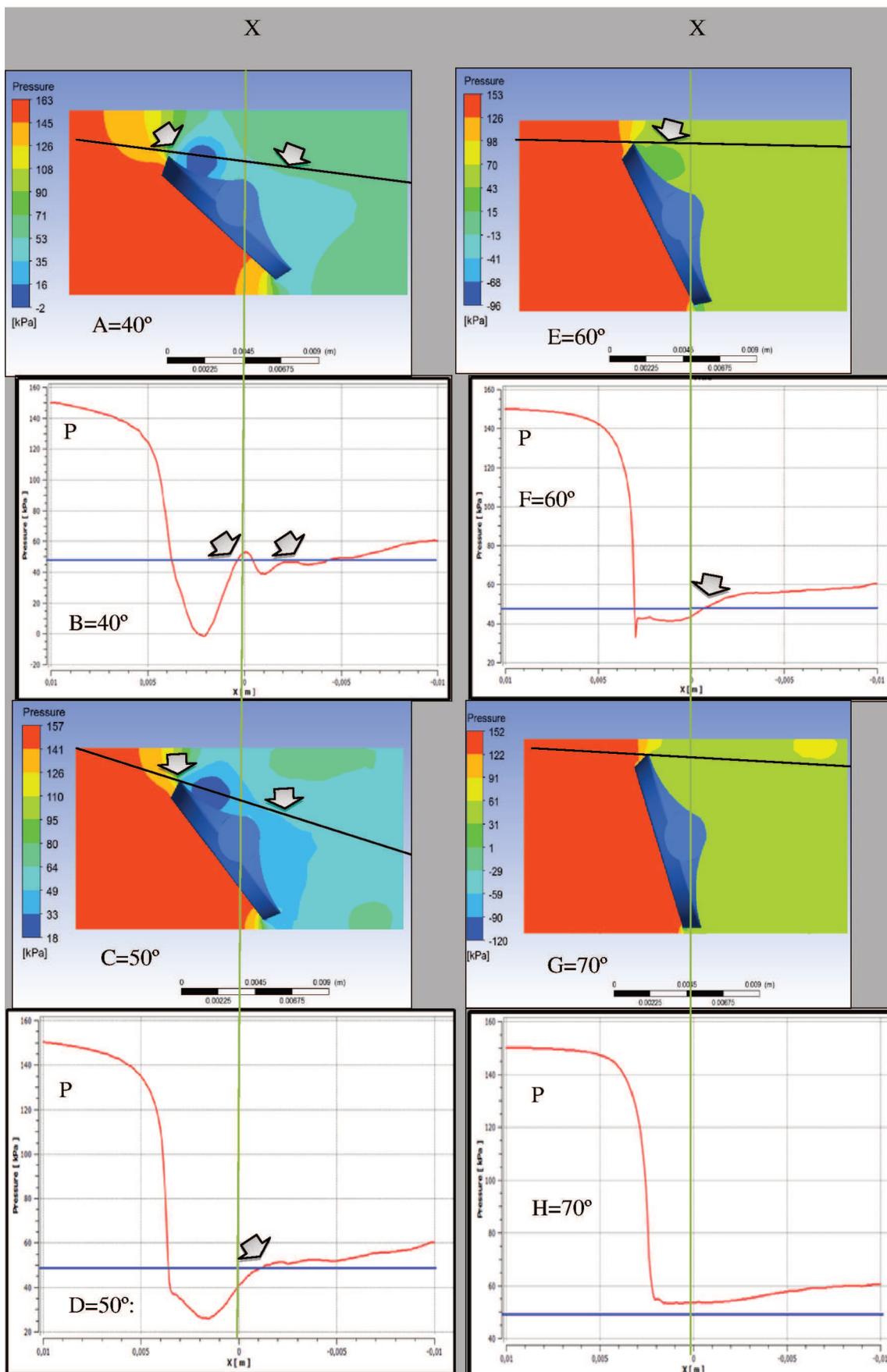


Figura 28: Mapas e Gráficos de Pressão a 40, 50, 60, 70°

6.4. Ângulos de 20 e 50° a 120 e a 30 kPa

Os mapas e gráficos de pressão a 20° com as pressões a jusante de 120 e 30 kPa estão representados na Figura 29, de acordo com a legenda inserida nas mesmas. No mapa a 20° e com pressão de 120 kPa(Figura 29 A e B) houve formação de bolsões de pressão, mas a menor pressão registrada foi de 92 kPa. Isto significa que inexistiu a formação de bolhas de vapor e cavitação, fato constatado no gráfico de pressão (Figura 29 B), onde a pressão oscilou acima da pressão de geração de bolhas de vapor.

No mapa de pressão a 50° e pressão de 120 kPa (Figura 29 C e D) a variação da pressão nos bolsões não foi alterado em relação a mesma situação no ângulo de 20°. No gráfico de pressão (Figura 29 D), a linha de pressão oscilou abaixo da pressão de vapor, gerando um ambiente de vaporização, caracterizando desgaste por flashing.

Nos mapas a 20 e 50° com pressão de 120 kPa, a variação da pressão nos bolsões foi acima da pressão de vapor, caracterizando a inexistência de cavitação. Entretanto, nos mapas a 20 e 50° com pressão de 30 kPa as pressões nos bolsões variaram abaixo da pressão de vapor, caracterizando flashing no domínio da linha. Isto significa que a mudança na pressão a jusante ou na geometria do disco da válvula, altera a recuperação de pressão e a incidência de desgaste por cavitação e flashing, conforme Figura 29 .

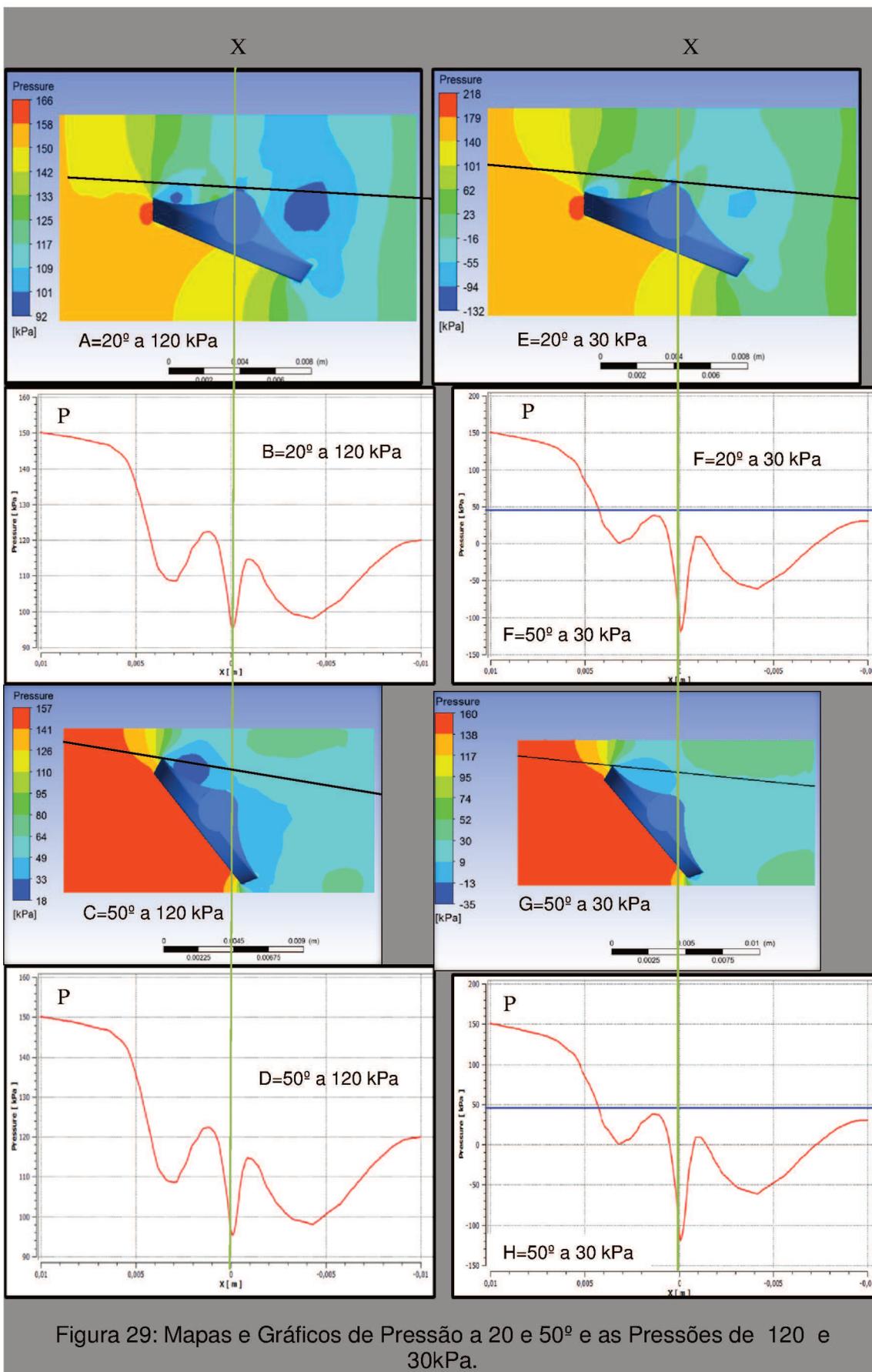


Figura 29: Mapas e Gráficos de Pressão a 20 e 50° e as Pressões de 120 e 30kPa.

6.5 Ângulos de 20° com Variação de Temperatura de 50 a 90°C

Além da recuperação da pressão a jusante, a cavitação está relacionada com a temperatura da água. As simulações anteriores foram feitas a 80°C e com a pressão a montante e jusante de 150 e 60 kPa e com a pressão de vapor da água de 47,39 kPa. Nestas mesmas condições, foram feitas novas simulações para averiguar a incidência da cavitação com variação da temperatura de 50 a 90°C e suas respectivas pressões de vapor. As legendas das mesmas estão representadas abaixo, conforme Anexo 1.

- Pressão de Vapor a 50°C = 12.3 kPa
- ⋯ Pressão de Vapor a 60°C = 19.9 kPa
- Pressão de Vapor a 70°C = 31.2 Kpa
- — — Pressão de Vapor a 90°C = 70.1 kPa

Os mapas e gráficos de pressão a 20° e as temperaturas de 50, 60, 70 e 90°C estão representadas na Figura 30. As linhas das respectivas pressões de vapor estão representadas nas cores da legenda acima. No mapa de pressão, houve três pontos de cavitação no domínio da válvula. Concluiu-se que ao aumentar a temperatura, a pressão de vapor tende a subir na escala de pressão a jusante, provocando dois efeitos: Diminuição da vaporização e aumento da intensidade da cavitação e a 90°C, o desgaste por flashing sobressaiu sobre o da cavitação.

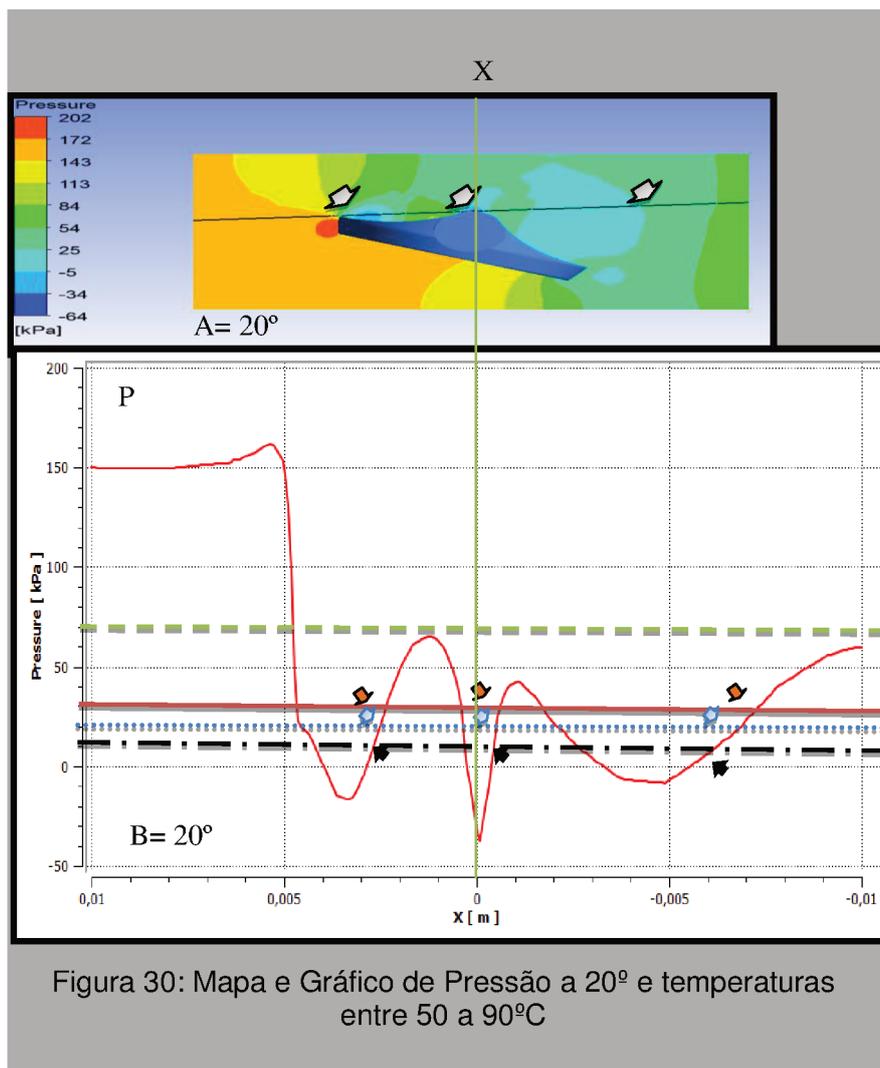


Figura 30: Mapa e Gráfico de Pressão a 20° e temperaturas entre 50 a 90°C

Formou-se ainda, dois bolsões de pressão a jusante na quina esquerda do disco, cuja variação de pressão foi de -64 a 25 kPa e outro na quina direita, com variação de -5 a 25 kPa. O terceiro formou-se no centro, que variou entre -64 a 25 kPa. Estes bolsões estão pressurizados por uma zona de pressão variando entre 25 a 54 kPa, gerando um desgaste ameno. O fator determinante no desgaste foi o nível de geração de bolhas de vapor, pois a vaporização aumentou na razão direta, da temperatura, intensificando o desgaste quando um número maior de bolhas foi implodido pelo efeito cavitante. Por outro lado, a partir de 80°C , a tendência do desgaste foi por flashing, porque a pressão recuperou abaixo da pressão de vapor. Entre as temperaturas de 70 a 80°C , houve três quedas de pressão e três pontos de cavitação. A partir de 80° a 90°C , o desgaste migrou de cavitação para flashing. Entre 50 a 80° , houve 3 quedas de pressão abaixo da pressão de vapor e 3 pontos cavitantes.

7. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Nesta pesquisa, parâmetros como pressão de entrada e saída foram considerados constantes em todas as simulações, variando apenas a inclinação do disco da válvula. Tais condições resultaram em diferenciais de pressão em função destas condições pré-estabelecidas. Assim, o estudo do efeito da cavitação foi facilitado, pois a pressão resultante da variação angular da válvula foi determinante nos resultados. Estes parâmetros foram escolhidos para investigar o ângulo crítico da válvula borboleta no que diz respeito à incidência da cavitação.

As Tabelas (11), (12) e (13) com indicadores de resultados foram elaboradas para efeito de discussão, baseadas nas análises gráficas no domínio da linha, temperatura, dos incrementos e conclusões das simulações. Analisando os indicadores no domínio da linha (Tabela 11), que registra o comportamento da pressão apenas onde a linha corta o gradiente da pressão representado através das cores a montante e jusante, constatou-se que:

- 1) A recuperação da pressão foi bem próxima da pressão de vapor, evidenciando a possibilidade da cavitação, em função da pressão resultante da variação angular, sendo que os maiores números de quedas de pressão e pontos de cavitação deu-se no ângulo crítico (20°).
- 2) O ângulo de 20° ditou um comportamento na variação da pressão que estabilizou-se em 40° , resultando numa maior intensidade na cavitação, devido ao alto ciclo de formação e implosão de bolhas de vapor.
- 3) A formação de bolsões com pressão negativa, proporcionou a geração de bolhas de vapor, desencadeando um processo da cavitação. Este ciclo foi mais intenso a partir do ângulo crítico (20°) até 30° , reforçando a conclusão de que o ângulo de 20° ditou um comportamento na pressão resultante da variação angular.
- 4) A inexistência de cavitação ocorreu apenas quando a pressão recuperada não atingiu a pressão de vapor, conforme Tabela 11.

Tabela 11: Indicadores no Domínio da Linha

Indicadores no Domínio da Linha	Ângulos
Maiores Números de Queda de Pressão (3)	20° a 120 e 30 kPa
Maiores Números de Pontos de Cavitação (3)	20°
Intensidade da Cavitação	20 e 40°
Intensidade da Vaporização	0 a 10° e 20° a 30 kPa
Existência de Flashing	20 e 50° a 30 kPa
Estabilização da Pressão na Linha da Pressão de Vapor	40°
Número de Bolsões de Pressão	De 20 a 30°
Inexistência de Cavitação	20 e 50° a 120 e 30 kPa e 70°

Analisando os indicadores na Tabela 12, que registra o comportamento da pressão a 20° quando houve variação na temperatura, constatou-se que:

- 1) De 50 a 80°C, houve três quedas de pressão abaixo da pressão de vapor, resultando em cavitação acompanhadas também de três pontos de cavitação. De 50 a 60°C, a intensidade do desgaste é menor devido à baixa taxa de vaporização, entretanto, a 70°C, este desgaste tornou-se mais acentuado, devido a maior quantidade de implosões de bolhas de vapor.
- 2) A 90°C a pressão não ultrapassou a pressão de vapor, gerando desgaste apenas por flashing, inexistindo cavitação.

Tabela 12: Indicadores no Domínio da Temperatura

Indicadores	Temperaturas
Maiores Números de Queda de Pressão (3)	50 a 80°C
Maiores Números de Pontos Cavitantes (3)	50 a 80°C
Intensidade da Cavitação	70°C
Intensidade da Vaporização	90°C
Existência de Flashing	90°C

O aumento na variação angular e na temperatura resultou em indicadores de incrementos, que foram analisados de acordo com o fenômeno estudado. Analisando a Tabela 13, constatou-se que:

1) A variação angular de 10 em 10° resultou numa pressão devido a esta resistência imposta pelo disco que gerou uma pressão, cujo gradiente foi pesquisado e constatou-se que a intensificação da cavitação ou incidência de desgaste é diretamente proporcional a esta variação, principalmente nos ângulos compreendidos entre 20 a 40°. Com isso, a vaporização, ou ciclo de formação de bolhas de vapor diminuiu com em função da variação angular, porque as pressões registradas no domínio da linha oscilaram acima da pressão de vapor, devido à interrupção gradativa do fluxo.

Tabela 13: Indicadores de Incrementos nas Simulações

Indicadores de Incrementos	Intensificação da Cavitação	Nível de Vaporização
Aumento na Variação Angular	Aumentou	Diminuiu
Aumento na Temperatura	Diminuiu	Aumentou

2) A variação na temperatura de 10 em 10°C, a partir de 50°C, também possibilitou outra análise no transcorrer da pesquisa. De acordo com a Tabela 13, o aumento da temperatura do fluido desencadeou a formação de bolhas de vapor, mas diminuiu a intensificação do desgaste por cavitação. Este fato é explicado porque a pressão de vapor do fluido aumenta de acordo com a elevação da sua temperatura, implicando numa maior vaporização, mas a pressão a cada variação recupera-se mais próxima da pressão de vapor, até não mais tocar na mesma. Este fenômeno é considerado como flashing que também gera um desgaste diferente ao gerado pela cavitação, por ser mais poroso.

3) Na tabela 14, os resultados são apresentados de forma conclusiva, destacando-se 4 pontos relevantes, como parâmetros considerados constantes na simulação para estudar o comportamento da cavitação e gerar resultados conclusivos, a importância da geometria aerodinâmica do disco para gerar um ambiente cavitante propício ao estudo, o comportamento ditado pelo ângulo de

20°, tornando-o o ângulo crítico, a turbulência gerada pela variação angular, devido ao aumento na velocidade e diminuição da pressão na vena contracta da válvula e as implicações da cavitação, como o aumento da pressão a jusante para amenizar o efeito do diferencial de pressão gerado e a diminuição da recuperação da pressão.

Tabela 14: Indicadores Conclusivos das Simulações

INDICADORES	CONCLUSÕES
Pressão Constante	Gerou resultados conclusivos sobre o comportamento da cavitação
Geometria do Disco	Gerou um ambiente cavitante
Ângulo Crítico (20°)	Ditou comportamento cavitante estabilizando em 40°
Turbulência	Não foi afetada pela Variação de Temperatura
Cavitação	Está relacionada com a: a) Recuperação da pressão a jusante b) Temperatura c) Variação angular

8. CONCLUSÕES

Assim, foi possível, através do software comercial ANSYS CFX 14, realizar-se uma simulação computacional com o objetivo de avaliar a influência da pressão e diferencial de pressão dos fluidos num escoamento através de uma válvula borboleta, utilizando as Técnicas de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD), para um regime turbulento. O estudo mostrou que a simulação fluidodinâmica é uma importante ferramenta a ser utilizada na elaboração de novos projetos de sistemas envolvendo válvula borboleta. Alguns pontos merecem destaques:

- 1) A pressão constante a montante e jusante mantidas para a simulação, tornaram os resultados conclusivos, pois o foco da cavitação migrou do centro do disco para as suas extremidades de acordo com a variação angular.
- 2) A geometria do disco foi determinante para criar um diferencial de pressão cavitante, devido ao centro abaulado e quinas angulares, favorecendo o aumento da velocidade e redução da pressão sobre o disco.
- 3) O ângulo de 20º ditou o comportamento da pressão resultante da resistência do disco até o ângulo de 40º, resultando em três quedas e pontos de cavitação, sendo que aos 40º, a pressão estabiliza na pressão de vapor.
- 4) A cavitação está diretamente relacionada com a pressão recuperada a jusante e com a temperatura, pois dependendo da variação angular, a mesma pode recuperar-se acima ou abaixo da pressão de vapor. Quando a pressão a jusante aumentou a cavitação não ocorreu, significando que, se inserir uma bucha redutora a jusante da válvula, a cavitação pode ser amenizada ou até mesmo eliminada. Quando aumentou a temperatura do fluido, o nível de vaporização aumentou, mas a intensidade de cavitação diminuiu.
- 6) Como sugestão para trabalhos futuros destaca-se: a) Pesquisa sobre flashing em válvula de controle. b) Pesquisa envolvendo alterações na geometria do disco da válvula. c) Pesquisa envolvendo pressões e variação angular diferente.

REFERÊNCIAS

ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas, NBR 15827:2007/2007.

AMARAL, L. R. Estudo da característica Inerente de Fluxo de uma Válvula de Controle Utilizando Fluidodinâmica Computacional, Universidade Federal de Pernambuco, Pernambuco, 2010.

ANSYS CFX, CFX - 14, Manual do Usuário. 2014.

ARAUJO, M. A. Previsão de Cavitação na Operação e Regulagem de Vazões na Válvula Borboleta. III Congresso Ibero Americano de Engenharia Mecânica, 1997.

BOJORJE, N. Seleção do Tipo e Dimensionamento de Válvula de Controle, Universidade Federal Fluminense, Rio de Janeiro, RJ, 2014.

BRAY VALVES, Catálogo e Dimensionamento, 2013

CARDOSO, S.R. Válvulas de Controle, Programa de Capacitação de Manutenção, Serviço de Aprendizagem Industrial, ES, 1999.

CSN, Companhia Siderúrgica Nacional, Descritivo Funcional do Sistema de Automação nível 1 da Aciaria LD, VR, 2003.

DAMIAN, B. R. Acoplamento de Balanço Populacional à Simulação Computacional de Escoamentos Multifásicos Polidispersos, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ. 2007.

DHM Automação. Disponível em <http://www.dhmautomacao.com.br> Acessado em 02/04/2014.

DYKE, V.M, An Album of Fluid Motion, Universidade de Stanford, Califórnia, Estados Unidos da América, USA, 1988.

FILHO, D.G.J., GENOVEZ, B. I. A., JÚNIOR, L. E. Equipamento para Simulação da Erosão por Cavitação. Campinas: Unicamp, 2005.

FORTUNA, A. O. Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos, Conceitos Básicos e Aplicações, Editora: Universidade de São Paulo, São Paulo, 2012.

FREITAS, H. L. Análise Numérica da Eficiência de Separação Gás-Líquido do Lavador de Gás da ArcelorMital Monlevade. Universidade Federal de Minas Gerais, MG. 2012.

FREIRE, A. P. S.; MENUT, P. P. M.; SU. J. Turbulência. Volume 5. Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.2002.

GABBI, R. Modelagem Matemática do Escoamento Turbulento em Canal Axissimétrico com “Bluff-Body”. Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul. UNIJUI, RGS,2013.

GONÇALVES, D. N. Método dos Volumes Finitos em Malhas não Estruturadas, Faculdade de Ciência da Universidade do Porto, Portugal. 2007.

HITER VALVES, Catálogo e Dimensionamento, 2013

HURTADO, V. S. F. Uma Formulação de Volumes Finitos baseada em Elementos Finitos para a Simulação do Deslocamento Bifásico Imiscível em Meio Poroso, Dissertação, Universidade Federal de Santa Catarina, UFSC, Santa Catarina, SC, 2005.

HODAPP, M. J. Modelagem e Simulação de Um Leito Fluidizado: Um estudo Comparativo. Dissertação de Mestrado, Universidade de Campinas, UNICAMP, Campinas, São Paulo, SP, 2009.

ISA, Flow Equations for Sizing Control Valves, Norma 75.01.01-2007(IEC 60534-2-1-MOD), 2014

JARDIM, R.F. Turbulência. Instituto de Física, Universidade de São Paulo, 2009.

JONES, W.;LAUNDER, B . The Prediction of Laminarization With a Two Equation Modelo f Turbulence, Int. J. Heat mass Transfer, vol 15, pp 301-314, 1972.

LIMA, A. M. A.; WEIS, G. M. J. Avaliação da Capacitação Tecnológica para a Produção de Válvulas Industriais. Congresso Nacional de Transporte Aquaviário, Construção Naval e Offshore. Centro de Engenharia Naval e Oceânica, Instituto de Pesquisa Tecnológica, Rio de Janeiro, RJ, 2010.

LOMBARDI, C. J. Análise de Distribuição de Pressão em Válvulas de Diafragma Poroso. Instituto Nacional de Pesquisa Espaciais, INPE, São José dos Campos, São Paulo, SP, 2006.

MALISKA, C. R. Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos computacional. Rio de Janeiro, RJ, Livros Técnicos e Científicos, 2004.

MASSONEILAN VALVES. Sizing Formulas – Catálogo, Formulário e Dimensionamento, disponível em www.massoneilan@sizingformulas.com.br. 2014.

MATHIAS, C.A. Válvulas Industriais, Segurança e Controle; Tipos, Seleção e Dimensionamento. 2008.

MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS. Mecanismo de corrosão por cavitação, disponível em <http://www.manutencaoesuprimentos.com.br/maquinas-e-equipamentos>, acesso em: 04/05/2011.

MENEZES, C.C. Fluidodinâmica e Erosão no Sistema da Válvula Main ByPass do Turbo Compressor de FCC, Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, 2008.

MOURA, L. H. Análise do Fenômeno da Cavitação em Válvula de Controle Utilizando Fluidodinâmica Computacional, Universidade Federal de Pernambuco, Pernambuco, PE, 2010.

MOURA, L. Análise CFD do Impacto no escoamento Multifásico de Mineral Granulado na Melhoria Geométrica em Calha de Descarga. Universidade de Taubaté, SP, 2014.

PATANKAR, S. V. Numerical heat transfer and fluid flow. New York: Hemisphere Publication Corporation, 1980.

PARIONA, M. M. Simulação Numérica Usando Elementos Finitos do Fluxo de Água dentro de uma Válvula: Fluxo laminar e turbulento: Universidade Estadual de Ponta Grossa, Paraná, PR, 2003.

RIBEIRO, A. M. Válvulas de Controle e Segurança, 5ª edição, 1999.

REBELLO, F. B. Estudo da Entrada Hidrodinâmica de Vento no Laboratório de Máquinas de Fluxo da Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2013.

SCOTTON, J. W.; PEDROSO, C. A. Simulação Numérica de escoamentos em Dutos com Redução Brusca de Seção, Universidade Integrada do Alto Uruguai e das Missões, URI , Erechim, 2013.

VERSTEEG, R.; MALALASEKERA, T. Introduction to Computational fluid Dynamic. The Volume finite Method. England: Pearson Education Limited, 2007.

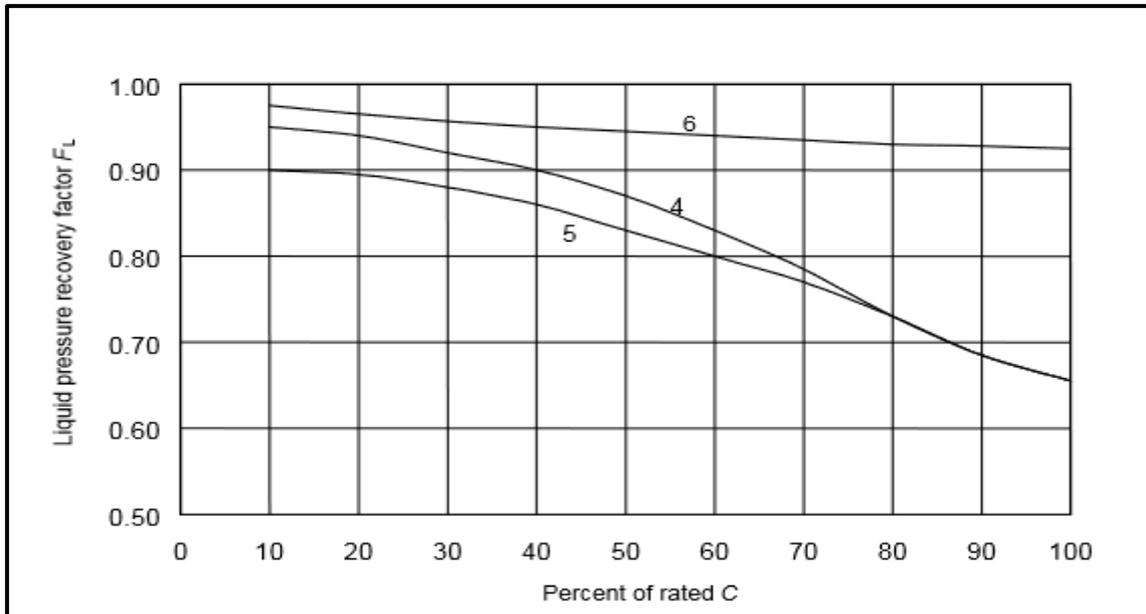
VIANA, S. A. Modelagem e Simulação em Tubos Curvos Usando Dinâmica de Flúidos Computacional, Universidade Taubaté, Unitau, Taubaté, São Paulo, SP, 2014.

ANEXOS

Anexo 1 – Pressão de Vapor da Água

Temperatura °C	Pressão de Vapor kPa
0	0.6
10	1.2
20	2.3
30	4.2
40	7.4
50	12.3
60	19.9
70	31.2
80	47.4
90	70.1
100	101.3 (1 atm)
150	475.7
200	1.553.6
250	3.973.6
300	8.583.8

Anexo 2. Fator de Recuperação da Pressão da Válvula Borboleta



Anexo 2. Tabela da Pressão Crítica da Água.

Líquido	Fórmula quím. /símb.	Peso Molecular	Peso Específico (lb/pés ³)	Densidade Relativa G ₁	Constantes Críticas			
					Temperatura Crítica, T _c		Pressão Crítica, P _c	
					°F	°C	psia	Bar (a)
Acetaldeído	C ₂ H ₄ O	54	48,774	0,782	370	188		
Acetona	C ₃ H ₆ O	58	49,773	0,79	455	236	691	48
Ácido Acético	C ₂ H ₄ O ₂	60	65,489	1,05	612	322	841	58
Ácido Clorídrico 30%	HCL	36	76,090	1,22	124	51	1198	82
Ácido Nítrico 60%	HNO ₃	63	85,448	1,37				
Ácido Sulfúrico 100%	H ₂ SO ₄	98	114,138	1,83				
Água	H ₂ O	18	62,371	1,00	705	374	3206	221
Álcool Etilico	C ₂ H ₅ O	46	49,210	0,789	469	243	927	64
Álcool Metílico	CH ₃ O	32	49,460	0,793	464	240	1156	80
Aminobenzol	C ₆ H ₇ N	93	63,743	1,022	799	426	769	53
Amônia Saturada	Nh ₃	17	38,670	0,62	270	168	1636	113