

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

Francisco Carlos Lajús Junior

***UMA ANÁLISE NUMÉRICA DO IMPACTO EM VÁLVULAS DO
TIPO PALHETA DE COMPRESSORES***

Florianópolis, SC

Agosto de 2012

Francisco Carlos Lajús Junior

***UMA ANÁLISE NUMÉRICA DO IMPACTO EM VÁLVULAS DO
TIPO PALHETA DE COMPRESSORES***

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

Orientadores:

Prof. César J. Deschamps (UFSC)

Prof. Marcílio Alves (USP)

Florianópolis, SC

Agosto de 2012

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

Lajús Junior, Francisco Carlos

Uma Análise Numérica do Impacto de Válvulas do tipo Palheta de Compressores [dissertação] / Francisco Carlos Lajús Junior; orientador, César José Deschamps; co-orientador, Marcílio Alves. - Florianópolis, SC, 2012.

142 p. ; 21cm.

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

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Compressores. 3. Válvulas. 4. Confiabilidade. 5. Tensões de Impacto. I. Deschamps, César José. II. Alves, Marcílio. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Francisco Carlos Lajús Junior

UMA ANÁLISE NUMÉRICA DO IMPACTO EM VÁLVULAS DO TIPO PALHETA DE COMPRESSORES

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica" e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Florianópolis, 10 de agosto de 2012

Prof. César J. Deschamps, Ph. D. - Orientador

Prof. Marcílio Alves, Ph. D. (USP) - Co-orientador

Prof. Júlio C. Passos, Dr. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. César J. Deschamps, Ph. D. - Presidente

Prof. Marco Lucio Bittencourt, Dr. Eng. (UNICAMP)

Prof. Eduardo A. Fancello, D. Sc. (UFSC)

Prof. Júlio Apolinário Cordioli, Dr. Eng. (UFSC)

Aos meus pais, **Rita e Francisco**,
pelo companheirismo sempre presente
ao longo desta caminhada existencial,
trilhada com muito amor,
carinho e incentivo.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho representou para mim uma importante etapa no meu desenvolvimento pessoal. Partindo que hoje sou resultado da soma de inúmeras situações vivenciais, fruto de escolhas e experiências desfrutadas ao longo da minha existência, agradeço primeiramente às pessoas que causaram maior impacto na minha vida: meus pais. Em especial, pelo incentivo nesta decisão de realizar um mestrado e apoio durante todo o seu desenvolvimento.

Sou muito grato também ao Ribas, que durante meu estágio na **EMBRACO**, me estimulou na realização desse trabalho. Ao professor César, que se envolveu no assunto e deu contribuições muito importantes. Ao professor Marcílio, pelas discussões e disponibilidade de materiais que auxiliaram, em muito, no entendimento das particularidades sobre o “impacto”.

Aos membros do **POLO** e da **EMBRACO**, especialmente àqueles que contribuíram diretamente neste trabalho: Kremer pelas discussões e informações, Evandro e Victor pela sugestão dos números adimensionais, Link pela conversa de última hora sobre estatística.

Ao corpo docente do Programa de Pós e Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC.

Aos membros da banca examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho.

A todos aqueles que ajudaram na motivação, discussões e entusiasmos ao longo desta importante fase de minha vida.

Navegar é preciso, viver não é preciso

Nesta frase é interessante ressaltar a dupla interpretação permitida pela língua portuguesa, uma vez que “preciso” é um adjetivo que tanto se refere à exatidão como à necessidade.

Sob a perspectiva de exatidão, enquanto a “*navegação*” é exata, precisa, valendo-se de mapas, bússolas, etc., “*viver*”, porém, seria impreciso, inexato, sem a possibilidade do uso de técnicas ou métodos que indicassem um caminho a seguir.

No entanto, se atentada a origem desta frase, atribuída ao capitão romano Pompeu pelo o historiador e biógrafo grego Plutarco, ...

“... Na hora de partir, uma forte tempestade se abateu sobre o mar, deixando hesitantes os capitães e tripulações dos navios. Então ele (Pompeu), dando o exemplo, foi o primeiro a subir a bordo, deu ordens para levantarem a âncora e gritou: “navegar é preciso, viver não é preciso”... e ele encheu o mar com seus navios...”

... percebe-se o caráter mais ligado à necessidade. Na ocasião, era preciso (necessário) levar trigo a Roma, pois havia falta de pão.

Neste sentido, é permitido, então, um embate filosófico. Se para navegar é preciso estar vivo, como navegar é mais importante do que viver? Estar vivo significa viver? E é verdade que se a vida for vista apenas como um fenômeno biológico, esta frase apresenta um entrave lógico.

Contudo, devemos lembrar que a humanidade sempre precisou encontrar um sentido para a sua existência, achar respostas para perguntas metafísicas. O que somos? Para onde vamos? De onde viemos? E nessa sede por respostas, a vida passa a ser a busca pela realização de sonhos e desejos, o que significa, em última instância, a busca por algo que transcenda a própria vida em si. Neste contexto, para que se possa afirmar estar vivo, o homem precisa permanecer buscando a realização de seus objetivos e aspirações. A busca de seus sonhos deixa de ser adjetivo da vida e passa a ser elemento indispensável à sua caracterização.

Assim, viver, pura e simplesmente, não é necessário; necessário é viver navegando. Afinal, somos descendentes de homens que, diante do infinito marítimo, ousaram. A despeito da morte quase certa, resultado mais provável da escolha que fizeram, optaram por navegar, que a vida só assim fazia sentido.

*Inspirado no discurso de F. Didier Jr.
UFBA, Setembro de 2005*

RESUMO

Válvulas do tipo palheta adotadas em compressores estão sujeitas a falhas estruturais devido à fadiga por flexão e por impacto. A falha por flexão consiste em um problema bastante conhecido e controlável, mas o mesmo não pode ser dito sobre a falha por fadiga de impacto. Atualmente, o critério que determina se uma válvula irá falhar ou não na presença de impactos repetitivos está relacionado unicamente à velocidade de impacto, definida por fornecedores do material, e pela experiência acumulada de fabricantes de compressores. A presente dissertação contempla uma investigação fundamental das tensões geradas pelo impacto de válvulas, com o intuito de identificar os parâmetros mais influentes sobre o fenômeno e contribuir para o esclarecimento de alguns aspectos que podem dar início à falha. Através de um modelo numérico, procede-se uma análise de sensibilidade a fim de avaliar a influência combinada de aspectos geométricos da válvula e do assento, bem como da condição de velocidade inicial do impacto. A partir de uma análise dimensional do fenômeno, parâmetros adimensionais são gerados e, a partir dos mesmos, uma correlação é proposta para a estimativa das máximas tensões de impacto em diferentes condições.

Palavras-chave: compressores, válvulas, confiabilidade, tensões de impacto.

ABSTRACT

Reed type valves of compressors are subject to structural failure due to bending and impact fatigues. The failure by bending is a well-known and manageable problem, although the same cannot be said about the impact fatigue. Currently, the criteria which determines if a valve will fail or not, in the presence of repetitive impacts, is either the impact velocity, defined by material suppliers, or derived from the experience of compressor manufactures. This dissertation addresses a basic study about impact stresses, with the aim of identifying the most influential parameters of the phenomenon and their relation with valve failure. Through a numerical model, a sensitivity analysis was carried out to evaluate the influences of geometry and the initial velocity condition. From a dimensional analysis of the problem, dimensionless numbers are obtained and a correlation is proposed for estimates the maximum impact stresses in different conditions.

Keywords: compressor, valve, reliability, impact stresses.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Concepção básica do Sistema de Refrigeração.....	35
Figura 1.2 – Esquema do mecanismo de um compressor alternativo....	36
Figura 1.3 - Padrões de deflexão em válvulas do tipo palheta: (a) flexão durante o movimento de abertura, (b) impacto quando a válvula colide contra o batente, (c) flexão reversa quando a válvula flexiona além do batente, (d) flexão durante movimento de descida, (e) impacto quando a válvula colide contra o assento e (f) flexão estática, quando a válvula é parcialmente flexionada para dentro do orifício. Fonte: Soedel (2007)	37
Figura 1.4 - Ilustração da falha por fadiga de impacto em válvulas palheta	38
Figura 2.1 - Gráfico dos limites de fadiga de flexão e impacto para quatro tipos de aços. Adaptado de um catálogo da SANDVIKEN	42
Figura 2.2 – Espécime, assento e esquema da excitação da bancada extraídos do trabalho de Svenzon (1976)	43
Figura 2.3 – Curvas do nível de <i>intensidade de impacto</i> em função do número de impactos obtidas por Svenzon (1976) com aço SANVIK 7C27Mo2.....	43
Figura 2.4 - Relação entre <i>intensidade de impacto</i> e velocidade de impacto apresentadas em Svenzon (1976)	45
Figura 2.5 - Localização das primeiras trincas obtidas através de impactos realizados contra assentos com inclinação. Extraído de Svenzon (1976)	45
Figura 2.6 - Progressão da trinca em diferentes direções (a). Marcas relacionadas ao avanço da trinca em ciclos de carregamento (b). Extraído de Dusil e Johnston (1978b)	47
Figura 2.7 - Investigação da influência geométrica, Dusil e Johnston (1980).....	47

Figura 2.8 – <i>Intensidade de impacto</i> limite em função da distância (Z) entre a borda do espécime e o assento . Dusil e Johnston (1980)	48
Figura 2.9 - Influência da espessura do contato (X) apresentada por Dusil e Johnston (1980), para diferentes afastamentos (Z) do assento .	49
Figura 2.10– Corpo de prova e bancada de Futukawa e Namura (1982)	50
Figura 2.11 - Diferentes modos de falha em função da velocidade de impacto, 4 a 7 m/s (a) e acima de 7 m/s (b). Extraído de Futukawa e Namura (1982).....	50
Figura 2.12 - Hipóteses de modos de falha distintos em função da velocidade de impacto. Adaptação do trabalho de Futukawa e Namura (1982).....	51
Figura 2.13- Resultado para relação entre força e velocidade de impacto extraído de Bae et al. (1994)	52
Figura 2.14- Direções de rolagem investigadas por Mueller et al. (2006)	52
Figura 2.15- Modelo numérico de Svenzon (1976)	56
Figura 2.16- Resultados do espécime inicializado com o 2º modo, com deslocamentos ampliados exageradamente, segundo Nilsson et al. (1980).....	57
Figura 2.17 - Modelo numérico de Tajima et al. (1988)	58
Figura 2.18 - Modelo numérico de Spiegl et al. (1999)	59
Figura 2.19 - Modelo numérico de Hyeong-Sik et al. (2008)	60
Figura 2.20 – Modelo numérico de Yonseok e Seungki (2008).....	60
Figura 2.21 – Resultados de Yonseok e Seungki (2008)	61
Figura 2.22 – Modelo numérico de de Wang et al. (2010)	62

Figura 2.23 - Interpretação de Soedel (1974).....	63
Figura 2.24 – Impacto oblíquo e o efeito de concentração dinâmica de tensões definido por Borswith (1980)	63
Figura 2.25 - Diferença entre modelos antigos e de Kim e Wang (1996)	64
Figura 2.26 – Ondas longitudinais (pressão) e transversais (cisalhamento). Onda de superfície de Rayleigh. Extraído de Szuladzinski (2010).....	66
Figura 3.1 - Representação esquemática em escala logarítmica das durações dos fenômenos de um compressor, comparados com a propagação de ondas	73
Figura 3.2 - Etapas de construção e simulação do Modelo	74
Figura 3.3 – Geração da malha na válvula utilizando o método de blocos	75
Figura 3.4 – Os 3 modos de abertura de trinca de acordo com os conceitos gerais da mecânica da fratura. Extraído de Callister (2002)..	77
Figura 3.5 - Parâmetros geométricos da válvula e assento.....	78
Figura 4.1 - Comprovação da Semelhança Dimensional	84
Figura 4.2 - Campo de tensões (máxima principal) nos mesmos instantes adimensionais, com deslocamentos ampliados em 50 vezes.....	85
Figura 4.3 - Comparação entre solução analítica e resultados numéricos da fase de pré-tensão	89
Figura 4.4 – Balanço energético, $e = 0,02$; $L = 1,6$; $C = 3,6$; $ecnt = 0,14$, no médio Π_V	90
Figura 4.5 - Comportamento da Máxima Tensão Principal com a malha da válvula e do assento.....	90
Figura 4.6 - Dinâmica da válvula em função do refino de malha.....	91

Figura 4.7 - Campo de Tensão Principal em função do refino de malha	91
Figura 4.8 - Aspecto das malhas do modelo numérico	92
Figura 4.9 - Comportamento da Máxima Tensão Principal com a escolha do fator multiplicativo do intervalo de tempo crítico.....	92
Figura 4.10 - Tempo de Simulação em função do tamanho da malha da válvula.....	93
Figura 4.11 - Exemplificação da taxa de aquisição variável.....	94
Figura 4.12 – Pico de Tensão em detalhe, exibindo os pontos de aquisição	94
Figura 4.13 - Comparativo da malha em $\Pi_e = 0,02$ com o critério de Richardson	97
Figura 4.14 - Comparativo da malha em $\Pi_e = 0,03$ com o critério de Richardson	97
Figura 4.15 - Comparativo da malha em $\Pi_e = 0,04$ com o critério de Richardson	97
Figura 4.16 - Comportamento de Π_{IMP} em função das variáveis de entrada.....	99
Figura 4.17 - Histograma da Tensão Adimensional gerado no modeFRONTIER	100
Figura 4.18 - Relação entre a Π_{IMP} e a Máxima Principal (dimensional). Cores associadas aos níveis de Π_v , vermelho (maior), verde (médio), azul (menor).....	100
Figura 4.19 - Exemplificação do cálculo do <i>efeito principal</i> de uma variável (A).....	102
Figura 4.20 - Exemplificação do cálculo do <i>efeito de interação de primeira ordem</i> de duas variáveis (A e B).....	103

Figura 4.21 - Efeitos no valor de Π_{IMP} para os diferentes <i>graus de liberdade</i> do <i>DoE</i> de dois níveis (2^k) no baixo nível de Π_V	104
Figura 4.22 - Efeitos no valor de Π_{IMP} para os diferentes <i>graus de liberdade</i> do <i>DoE</i> de dois níveis (2^k) no médio nível de Π_V	105
Figura 4.23 - Efeitos no valor de Π_{IMP} para os diferentes <i>graus de liberdade</i> do <i>DoE</i> de dois níveis (2^k) no alto nível de Π_V	106
Figura 4.24 - Gráficos dos <i>efeitos principais</i> e das <i>interações</i> de primeira ordem do maior nível de Π_V , gerados no modeFRONTIER. 107	
Figura 4.25 - Histograma de Π_{IMP} considerando todos os resultados simulados que foram realizados no alto nível de Π_V	109
Figura 4.26 – Aspecto do campo de tensões e deformações durante o impacto do primeiro grupo, $e = 0,02$; $L = 1,3$; $C = 3$; $ecnt = 0,06$. Visualização com deslocamentos ampliados em 50 vezes	110
Figura 4.27 - Aspecto do campo de tensões e deformações durante o impacto do segundo grupo, $e = 0,02$; $L = 1,6$; $C = 3$; $ecnt = 0,06$. Visualização com deslocamentos ampliados em 50 vezes	111
Figura 4.28 - Detalhe da perturbação promovida pela colisão na parte interna do orifício, $e = 0,02$; $L = 1,6$; $C = 3$; $ecnt = 0,06$	112
Figura 4.29 - Aspecto do campo de tensões e deformações durante o impacto do terceiro grupo, $e = 0,04$; $L = 1,3$; $C = 3$; $ecnt = 0,06$. Visualização com deslocamentos ampliados em 50 vezes	113
Figura 4.30 - Aspecto do campo de tensões e deformações durante o impacto do terceiro grupo, $e = 0,04$; $L = 1,3$; $C = 3,6$; $ecnt = 0,14$. Visualização com deslocamentos ampliados em 50 vezes	114
Figura 4.31 – Gráficos do Balanço de Energia de duas válvulas distintas apenas pela espessura adimensional. (A) “ $e = 0,02$; $L = 1,3$; $C = 3,6$; $ecnt = 0,14$ ” e (B) “ $e = 0,04$; $L = 1,3$; $C = 3,6$; $ecnt = 0,14$ ”	115

Figura 4.32 - Gráficos do Balanço de Energia para duas válvulas de dimensões similares, $e = 0,02$; $L = 1,3$; $C = 3,3$ com menor espessura do anel do orifício, $ecnt = 0,06$ (1 – pontilhado) e com maior, $ecnt = 0,14$ (2 – linha cheia);sujeitas ao maior nível de Π_V	116
Figura 4.33 - Aspecto do campo de tensões e deformações durante o impacto do quarto grupo, $e = 0,04$; $L = 1,6$; $C = 3$; $ecnt = 0,14$. Visualização com deslocamentos ampliados em 50 vezes.....	117
Figura 4.34 - Histograma de Π_{IMP} considerando todos os resultados simulados que foram realizados no médio nível de Π_V	119
Figura 4.35 - Esforços no primeiro grupo do nível Π_V intermediário, $e = 0,02$; $L = 1,3$; $C = 3$; $ecnt = 0,14$ destacando o “ <i>impacto subsequente da ponta</i> ”	120
Figura 4.36 - Variação da <i>Energia Total</i> com os diferentes níveis de Π_V	121
Figura 4.37 - Histograma de Π_{IMP} considerando todos os resultados simulados que foram realizados no baixo nível de Π_V	122
Figura 4.38 – Aspecto do campo de tensões e deformações durante o impacto neste baixo nível de Π_V , $e = 0,02$; $L = 1,3$; $C = 3$; $ecnt = 0,14$. Deslocamentos ampliados em 50 vezes	123
Figura 4.39 - Aspecto do campo de tensões e deformações durante o impacto neste baixo nível de Π_V , $e = 0,02$; $L = 1,3$; $C = 3,6$; $ecnt = 0,14$. Deslocamentos ampliados em 50 vezes	124
Figura 4.40 – Gráficos de Balanços de Energia para uma mesma configuração de válvula e assento, $e = 0,02$; $L = 1,6$; $C = 3$; $ecnt = 0,14$, no baixo (A), médio (B) e alto (C) níveis de Π_V	125
Figura 4.41 - Comparação entre os resultados numéricos, as estimativas da correlação proposta e a fórmula unidimensional de barras	129
Figura 4.42 - Erros absolutos da correlação.....	130
Figura 4.43 - Erro relativo da correlação	130

Figura 4.44 - Erros da correlação em termos de valores dimensionais 131

Figura 5.1 - Comportamento de Π_{IMP} com Π_0 136

Figura 5.2 - Esforços em alguns valores de Π_0 , considerando maior nível de Π_V , $e = 0,04$; $L = 1,3$; $C = 3,6$; $ecnt = 0,14$ 136

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Diferentes fórmulas para velocidade de uma onda de pressão.....	80
Tabela 4.1 - Variáveis Constitutivas	87
Tabela 4.2- Faixa de valores dos Números Adimensionais.....	87
Tabela 4.3 - Balanceamento do esquema D-OPTIMAL	88
Tabela 4.4 - Estudo de refino para as 3 densidades de malha	95
Tabela 4.5 - Resultados do DoE (2^k) para o maior nível de Π_V	108

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Gerais

Símbolo	Descrição	Unidades
A	Área de Contato	[mm ²]
A_i	Área do elemento	[mm ²]
C_{valv}	Comprimento da Válvula	[mm]
c	Velocidade do Som (unidimensional) na Válvula	[m/s]
c_A	Velocidade do Som (unidimensional) no Assento	[m/s]
D_{orif}	Diâmetro do Orifício (Assento)	[mm]
E	Módulo Elástico (Young) do Material da Válvula	[GPa]
E_A	Módulo Elástico (Young) do Assento	[GPa]
E_i	Módulo Elástico (Young) do elemento	[GPa]
e_{cnt}	Espessura do Anel (do Assento)	[mm]
e_{valv}	Espessura da Válvula	[mm]
F_1	Função Auxiliar 1	-
F_2	Função Auxiliar 2	-

f_i	Força de Corpo por direção no espaço	[mm/ms ²]
f_s	Força de Contato	[kN]
f_{si}	Fator de Escala (ou de penalização)	-
h_1	Comprimento característico da malha mais refinada	[mm]
h_2	Comprimento característico da malha intermediária	[mm]
h_3	Comprimento característico da malha grosseira	[mm]
I_y	Momento de Inércia de Área da secção da Válvula	[mm ⁴]
K_i	Módulo Volumétrico (Bulk) do elemento	[kg]
K_{cor}	Fator de Correção para a equação unidimensional	-
k_i	Fator de Rigidez da Força de Contato do elemento	[kN/mm]
L_{valv}	Largura da Válvula	[mm]
l	Penetração entre malhas	[mm]
M	Massa da Válvula	[kg]
p	Expoente do criterio de Richardson	-

R_0	Estimativa da solução exata pelo critério de Richardson	[GPa]
R_1	Resultado da malha mais refinada	[GPa]
R_2	Resultado da malha intermediária	[GPa]
R_3	Resultado da malha mais grosseira	[GPa]
t	Tempo	[s]
V	Velocidade Inicial da extremidade da Válvula	[m/s]
V_0	Veloc. de Impacto (no instante inicial)	[m/s]
V_i	Volume do elemento	[mm ³]
X	Espessura do Assento	[mm]
x	Posição na direção longitudinal	[mm]
\ddot{x}_i	Aceleração por direção no espaço	[mm/ms ²]
Z	Distância do Assento até a ponta da Válvula	[mm]
z	Deslocamento na direção normal ao contato	[mm]

Símbolos Gregos

Símbolo	Descrição	Unidades
δ	Altura de Pré-tensão da Válvula	[mm]
θ	Ângulo de Torção da Válvula	[°]
ρ	Densidade do Material da Válvula	[kg/mm ³]
ρ_A	Densidade do Material do Assento	[kg/mm ³]
σ_0	Tensão de Impacto (no instante inicial)	[GPa]
σ_1	Maior Tensão Principal	[GPa]
σ_2	Segunda Maior Tensão Principal	[GPa]
σ_3	Menor Tensão Principal	[GPa]
σ_{IMP}	Tensão de Impacto	[GPa]
ν	Coefficiente de Poisson do Material da Válvula	-
ν_A	Coefficiente de Poisson do Assento	-
ν_i	Coefficiente de Poisson do elemento	-

Símbolos Especiais

Símbolo	Descrição	Unidades
Π_{δ}	Altura de Pré-tensão Adimensional	-
Π_{θ}	Ângulo de Torção Adimensional	-
Π_{ρ_A}	Densidade do Material do Assento Adimensional	-
Π_v	Coefficiente de Poisson Adimensional (Válvula)	-
Π_{v_A}	Coefficiente de Poisson Adimensional (Assento)	-
Π_C ou C	Comprimento Adimensional	-
Π_{E_A}	Módulo Elástico (Young) Adimensional do Assento	-
Π_e ou e	Espessura Adimensional	-
$\Pi_{e_{cnt}}$ ou $ecnt$	Espessura de Contato Adimensional	-
Π_{IMP}	Tensão de Impacto Adimensional	-
Π_L ou L	Largura Adimensional	-
Π_v	Velocidade Adimensional	-
Π_{V_A}	Velocidade Adimensional (Assento)	-
$\sigma_{ij,j}$	Divergente do Tensor Tensão de Cauchy	[kN/mm ³]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	35
1.1	Válvulas Palheta	35
1.2	Fadiga por Impacto.....	37
1.3	Objetivo Geral	39
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	41
2.1	Fadiga por Impacto.....	41
2.1.1	Fadiga por Impacto em Válvulas.....	42
2.1.2	Generalidades sobre Fadiga por Impacto	53
2.2	Simulações Numéricas do Impacto de Válvulas.....	55
2.3	Modelos Simplificados de Impacto em Válvulas	62
2.4	Conceitos Iniciais sobre Impacto	65
3	MODELO NUMÉRICO.....	69
3.1	Método de Solução	69
3.1.1	Equações Governantes e Tratamento do Contato.....	69
3.1.2	Tipos de Elementos	71
3.1.3	Esquemas de Avanço Temporal	72
3.2	Modelo Numérico de Impacto	72
3.3	Tensão de Impacto.....	75
3.4	Parâmetros Adimensionais	77
3.5	Automatização do Processo.....	81

4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	83
4.1	Semelhança Dimensional	83
4.2	Parâmetros de Interesse	86
4.3	Testes de Refino e Convergência	89
4.4	Análise Preliminar	98
4.5	Análise de Sensibilidade dos Parâmetros	101
4.5.1	<i>Efeitos</i> nos diferentes níveis de Π_V	104
4.5.2	Esforços no maior Π_V	109
4.5.3	Esforços nos demais níveis de Π_V	118
4.6	Máxima Tensão Principal e a Falha por Fadiga	127
4.7	Correlação para a Tensão de Impacto.....	128
5	CONCLUSÕES.....	133
5.1	Principais Conclusões.....	133
5.2	Sugestão para Trabalhos Futuros.....	134
6	REFERÊNCIAS.....	137

1 INTRODUÇÃO

1.1 Válvulas Palheta

Em sistemas de refrigeração por compressão de vapor (Figura 1.1), o compressor tem a função de fornecer a vazão de fluido refrigerante em conjunto com o estabelecimento dos níveis de pressão necessários ao funcionamento adequado do sistema. O desenvolvimento deste componente, ainda hoje, é continuado através da busca por melhorias de diversos aspectos, tais como aumento de eficiência, redução de ruído e diminuição do uso de recursos materiais (matéria-prima). Evidente, que independente destas questões, é imprescindível que os componentes mecânicos que constituem um compressor devam apresentar, ainda, elevada confiabilidade estrutural.

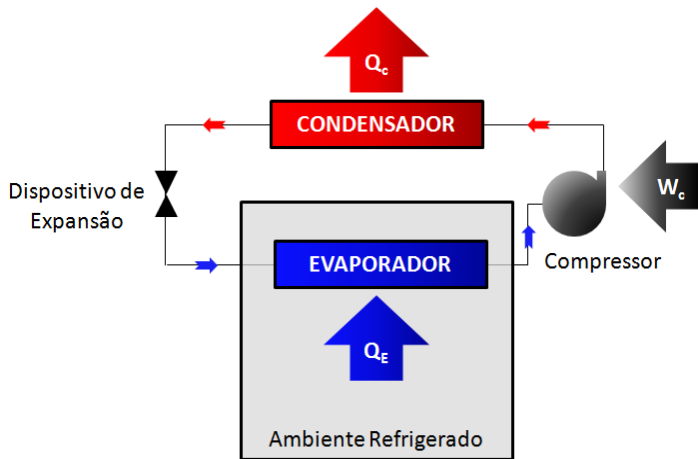


Figura 1.1 - Concepção básica do Sistema de Refrigeração

Um dos compressores mais usados em aplicações de refrigeração é o compressor alternativo. De modo geral, o foco construtivo desse tipo

de compressor reside no mecanismo de compressão e no sistema de válvulas. Basicamente, seu funcionamento ocorre através de um motor elétrico que promove o giro de um eixo acoplado a um pistão. O movimento alternado do pistão expande e comprime o fluido refrigerante dentro da câmara de compressão ocasionando então a abertura e fechamento das válvulas (do tipo palheta) mediante as diferenças de pressão geradas dessa forma intermitente, Figura 1.2. Nos compressores herméticos alternativos, normalmente encontrados na refrigeração doméstica, os processos de admissão, compressão e descarga acontecem todos em um ciclo de operação, cujo tempo geralmente é definido pela frequência da rede elétrica.

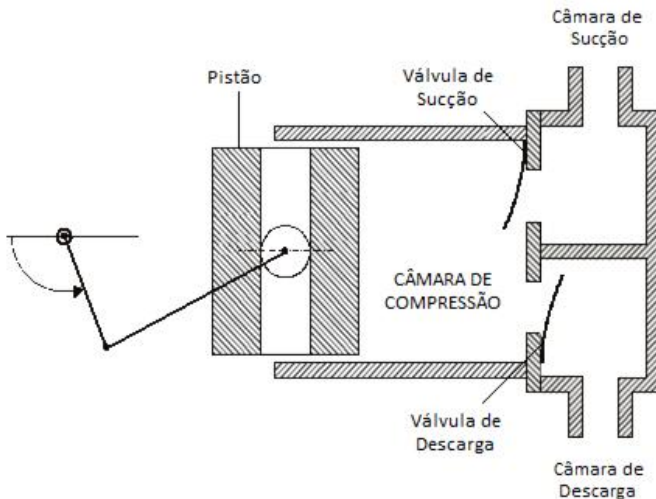


Figura 1.2 – Esquema do mecanismo de um compressor alternativo

As válvulas são um dos principais componentes de um compressor, pela grande influência que exercem no seu comportamento. Por exemplo, a eficiência termodinâmica é fortemente afetada pela dinâmica de válvulas. As válvulas são também um dos maiores contribuintes de ruído, uma vez que vibrações ocasionadas pelo impacto contra o assento, ou batente, são quase que totalmente transmitidas pela estrutura sólida do compressor (Ballmann, 2010). Além disso, são os componentes mais criticamente solicitados e respondem por um número considerável de falhas, em função dos diferentes tipos de esforços aos quais são submetidas, como mostrado na Figura 1.3.

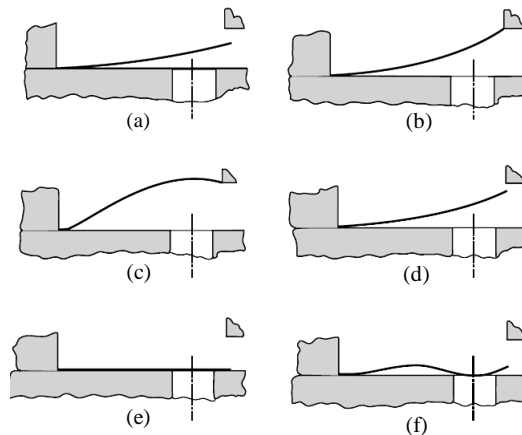


Figura 1.3 - Padrões de deflexão em válvulas do tipo palheta: (a) flexão durante o movimento de abertura, (b) impacto quando a válvula colide contra o batente, (c) flexão reversa quando a válvula flexiona além do batente, (d) flexão durante movimento de descida, (e) impacto quando a válvula colide contra o assento e (f) flexão estática, quando a válvula é parcialmente flexionada para dentro do orifício. Fonte: Soedel (2007)

1.2 Fadiga por Impacto

Por estarem associadas com ciclos repetitivos de carregamentos, as válvulas do tipo palheta estão sujeitas a falhas por fadiga. Dada a natureza dos esforços, duas são as principais formas: por flexão e por impacto.

A fadiga de válvulas por flexão é tida como um problema bastante contornável, principalmente pela (relativa) facilidade de medição das tensões e a disponibilidade comercial de aços com alta resistência. Além disso, destaca-se que modelos de análise numérica fornecem resultados com diferenças mínimas em relação a dados experimentais, como demonstrados em Shiomi (2011). Assim, de modo geral é reconhecido que a fratura de válvulas por fadiga de flexão representa um caso convencional de falha, uma vez que medidas para sua prevenção são completamente conhecidas e aplicáveis (Smith, 1978).

A falha por fadiga de impacto é caracterizada pela formação de trincas ou fratura de pequenas lascas nas bordas das válvulas, causadas por impactos repetitivos com o assento, Figura 1.4. No entanto, o mecanismo físico que desencadeia o aparecimento dessas trincas ainda é pouco conhecido. A maior parte dos estudos encontrados admite que,

quando a válvula sofre o impacto, tensões compressivas são induzidas na superfície do contato e se propagam pelo material da válvula como ondas de deformação elástica que viajam com a velocidade do som no meio. A sobreposição e interferência dessas ondas, que refletem nas bordas do espécime, ocasionariam picos de tensão que, por conseguinte, desencadeariam o surgimento das trincas.

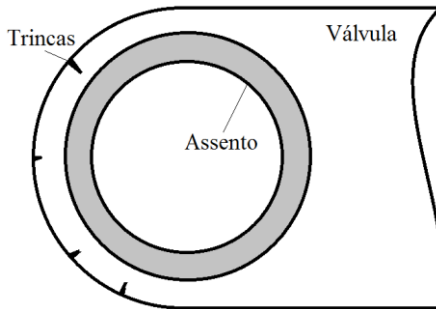


Figura 1.4 - Ilustração da falha por fadiga de impacto em válvulas palheta

O problema fica ainda mais complicado diante da dificuldade de avaliar estes esforços originados pelo impacto. Ballmann (2010) aponta diversos autores que descrevem como sendo praticamente impossível medir diretamente as tensões de impacto, em virtude da natureza aleatória e complexa do carregamento. Ainda, a curtíssima duração dos picos, da ordem de nanossegundos, exigiria a utilização de transdutores com resposta dinâmica bastante alta, os quais ainda hoje não são disponíveis (Penteado, 2009). Outra dificuldade está associada ao caráter extremamente localizado desses esforços, o que tornaria necessário o uso de extensômetros microscópicos, mas que, mesmo assim, veria um impedimento no desconhecimento da direção dessas deformações, segundo Penteado (2009).

Frente às dificuldades supracitadas, a alternativa mais difundida e controversa até os dias de hoje consiste na utilização de uma velocidade de impacto como indicativo de falha. Controversa, porque existe um número considerável de relatos de válvulas apresentando falhas em velocidades bem inferiores aos valores críticos, definidos para um dado material. Apesar disto, o uso deste critério ainda persiste porque é visto como única alternativa disponível para relacionar a falha no caso de válvulas de compressores. De fato, pode-se dizer que a falta de uma idéia clara e concisa do fenômeno faz com que a fadiga por impacto seja

considerada hoje o principal limitador à melhoria da confiabilidade de válvulas.

1.3 Objetivo Geral

O objetivo desta dissertação consiste no desenvolvimento de um modelo numérico para avaliar as tensões de impacto em válvulas palheta. Além disso, a fim de um melhor entendimento do fenômeno, procurou-se quantificar a influência dos parâmetros geométricos e da velocidade de impacto, buscando-se também as justificativas do comportamento verificado. Ao final, uma correlação para determinação da tensão de impacto também é apresentada.

A estrutura do trabalho consiste em cinco capítulos. No capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica sobre fadiga por impacto, métodos numéricos e modelos simplificados. A disposição apresentada tem o intuito de expor o problema de maneira geral, gradualmente convergindo para aspectos mais fundamentais do assunto. Ao final desse capítulo, conceitos introdutórios do impacto, associados à propagação de ondas, são expostos. O capítulo 3 descreve de forma sucinta a metodologia de elementos finitos utilizada no código LS-DYNA, detalhes do modelo numérico desenvolvido e dos grupos adimensionais gerados para análise do problema. O capítulo 4 apresenta os resultados com algumas discussões e, por fim, o capítulo 5 discorre sobre as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Fadiga por Impacto

A maior parte das publicações sobre fadiga por impacto em válvulas de compressores aborda a concepção de bancadas para a realização de testes de vida acelerada. Basicamente, tais bancadas utilizam ar comprimido para excitar um espécime, ou válvula, de modo a promover impactos repetitivos sujeitos a um monitoramento e controle de velocidade. Os testes produzidos buscam verificar quantos ciclos o espécime consegue resistir até o início da fratura, enquanto este é submetido a impactos fixados em uma dada velocidade de impacto.

Observa-se que, inicialmente, o maior interesse no desenvolvimento destas máquinas era de empresas fornecedoras de material como **SANDVIKEN** (Svenzon, 1976), **UDDEHOLMS** (Dusil e Johnston, 1978a), **INGERSOLL-RAND** (Hartshorn, 1986) e **HOERBIGER** (Patton *et al.*, 2002). Somente em anos mais recentes é que se tornaram mais comuns publicações de empresas que fabricam compressores, tais como **ACC** (Libralato e Contarini, 2004), **BARNES** (Martins *et al.*, 2008), **EMBRACO** (Penteado, 2009) e **ARCELIK** (Altunlu *et al.*, 2010). Esta tendência, do interesse crescente dos fabricantes de compressores, revela que as informações disponibilizadas pelas empresas fornecedoras do material não são suficientes no desenvolvimento adequado de sistemas de válvulas. Por exemplo, verifica-se que algumas válvulas apresentam falhas mesmo quando sujeitas a impactos em velocidades inferiores àquela dita crítica em catálogos de fornecedores. A Figura 2.1 mostra os limites de resistência de quatro materiais distintos, tanto para fadiga de flexão como para a de impacto, em um gráfico adaptado de um catálogo da **SANDVIKEN**.

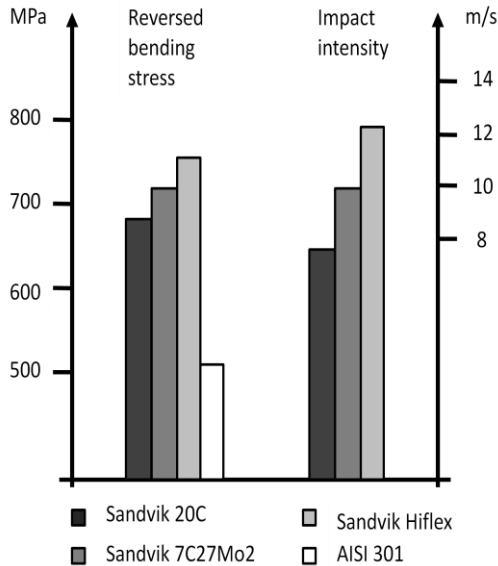


Figura 2.1 - Gráfico dos limites de fadiga de flexão e impacto para quatro tipos de aços. Adaptado de um catálogo da **SANDVIKEN**

A outra parcela de trabalhos que discorre sobre a fadiga por impacto é mais voltada aos aspectos fenomenológicos do problema e, desta forma, de interesse maior nesta revisão. Acredita-se que ao explorar melhor as características da fratura, uma contribuição maior em termos de modelagem numérica seja obtida, principalmente, com relação à região de interesse e às tensões que devem ser observadas com maior cuidado, dadas a orientação e a posição das primeiras trincas. Deve ser mencionado que divergências entre autores ocorrem em trabalhos exclusivamente voltados para válvulas, assim, a revisão bibliográfica buscou agregar referências de outras áreas do conhecimento, de modo a extrair o que é de consenso geral sobre a fadiga por impacto.

2.1.1 Fadiga por Impacto em Válvulas

Na área de compressores, o trabalho de Svenzon (1976) é uma referência bastante citada. Além do desenvolvimento de uma máquina de teste de vida acelerada, foi avaliada a influência de parâmetros do material e do tratamento superficial com relação à fadiga por impacto. A

Figura 2.2 mostra as características geométricas do corpo de prova e do assento.

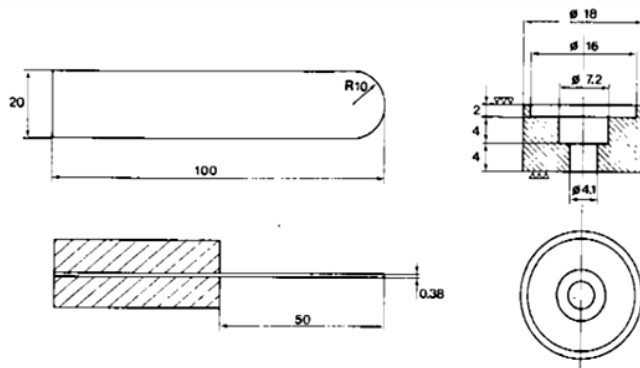


Figura 2.2 – Espécime, assento e esquema da excitação da bancada extraídos do trabalho de Svenson (1976)

A curva dos testes realizados por Svenson (1976) para uma das ligas investigadas é mostrada na Figura 2.3. A variável de controle denominada de *intensidade de impacto* corresponde ao sinal de um acelerômetro (multiplicado por 10^{-3} m/s²) posicionado próximo à região de impacto e assume o lugar da tensão (S), habitual de ensaios de fadiga.

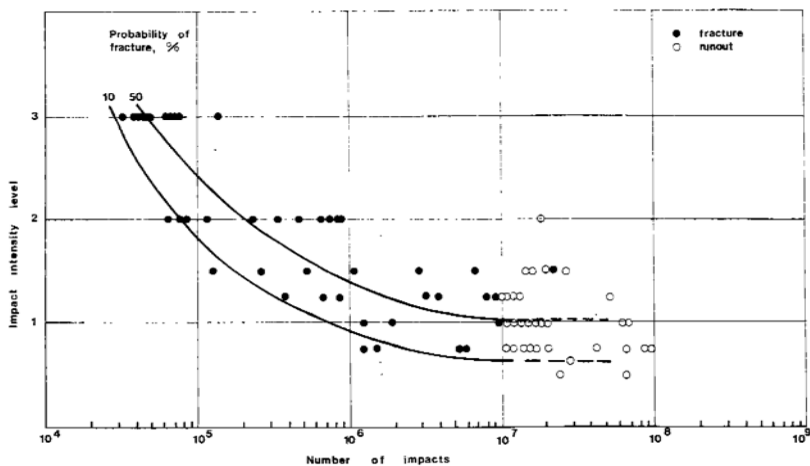


Figura 2.3 – Curvas do nível de *intensidade de impacto* em função do número de impactos obtidas por Svenson (1976) com aço SANVIK 7C27Mo2

Deste trabalho surgiram muitos resultados sobre as influências da composição do material, módulo de elasticidade, temperatura do espécime durante o impacto e do tratamento superficial durante sua fabricação. Com relação a este último, vale observar que foram examinadas algumas técnicas de polimento, sendo constatadas poucas diferenças entre os métodos investigados.

Com relação aos impactos ocasionados na bancada, é revelado que, de modo geral, a dinâmica do espécime pode ser descrita por vibrações simultâneas produzidas por diferentes modos de deformação, principalmente, com caráter de flexão e torção. Cabe ressaltar que as excitações do espécime promovidas nesta bancada possuem uma frequência muito superior que a esperada em impactos de válvulas, em compressores. No trabalho de Svenzon (1976), esta frequência coincide com a do primeiro modo do espécime, 250 Hz.

Da análise de fotografias próximas ao instante de contato, Svenzon (1976) relata da não ocorrência do impacto de forma esperada, mais ou menos simétrica e retilínea. Os impactos registrados se mostraram inclinados, com ângulos de até 3°, onde a direção destes variava de forma randômica. Exames fractográficos mostraram que o início da trinca ocorreu abaixo da superfície que sofreu o impacto, numa região entre o assento e a borda da válvula, consideravelmente distante da zona de contato. A posição inicial também variava aleatoriamente perto da borda; no entanto, as primeiras trincas sempre apresentaram uma direção radial. Dada a constatação desta ocorrência abaixo da superfície, a causa da fadiga por impacto foi atribuída às tensões cisalhantes, o que também explicaria a pouca influência dos tratamentos superficiais, segundo Svenzon (1976).

Uma relação linear entre a *intensidade do impacto* e a velocidade de impacto é apresentada na Figura 2.4. No entanto, além desta velocidade, o ângulo deveria ser também incluído, segundo Svenzon (1976), uma vez que as regiões próximas do último contato apresentaram os primeiros sinais de fratura, conforme mostrado na Figura 2.5.

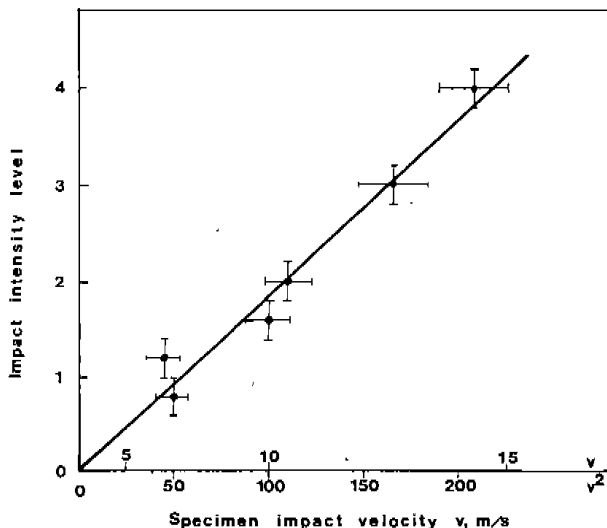


Figura 2.4 - Relação entre *intensidade de impacto* e velocidade de impacto apresentadas em Svenzon (1976)

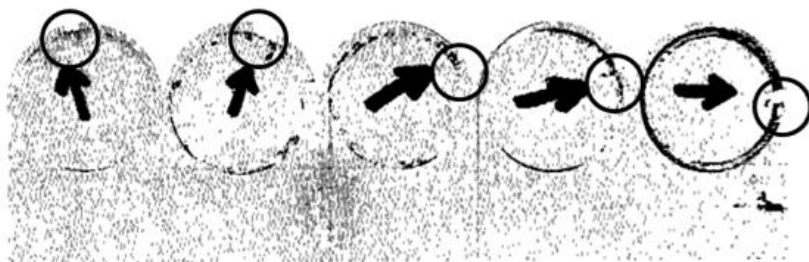


Figura 2.5 - Localização das primeiras trincas obtidas através de impactos realizados contra assentos com inclinação. Extraído de Svenzon (1976)

Smith (1978) buscou investigar os efeitos da fadiga por impacto na microestrutura de ligas com composições simples. Os testes foram realizados com a mesma máquina utilizada por Svenzon (1976), com relatos de dificuldades em estabelecer um valor absoluto da *intensidade de impacto*, tornando duvidosos alguns resultados. Mesmo assim, é evidenciado que os efeitos da fadiga de impacto se mostram através de deformações plásticas muito localizadas. Por fim, baseado nas observa-

ções experimentais, a origem da falha foi associada à interação de ondas de tensão com imperfeições do material, inclusões, impurezas, etc.

Dusil e Johnston (1978a) usaram o mesmo conceito da máquina desenvolvida por Svenzon (1976), ressaltando unicamente o sistema de medição da *intensidade de impacto* como diferença. Foram utilizados espécimes com as mesmas dimensões geométricas dos trabalhos anteriormente citados, entretanto detalhes do assento não são mencionados. O trabalho compara duas amostras de aços com diferentes composições químicas que usualmente eram fornecidos pela **UDDEHOLMS** e, apesar das semelhanças geométricas, um estudo de espécimes fraturados revela resultados distintos do trabalho de Svenzon (1976). O início das trincas foi observado ocorrendo sempre na superfície do espécime. No entanto, ainda distantes da região de contato e apresentando direções radiais. É relatado que as primeiras trincas apareceram tanto na superfície que sofreu impacto como do lado oposto, o que levou aos autores a indicarem que a falha seria iniciada por uma sobreposição de ondas compressivas de tensões que viajam dentro do espécime. Nenhum tratamento superficial foi descrito, sendo mencionada apenas uma preocupação com polimento e arredondamento dos cantos vivos nas bordas do corpo de prova. Quando comparados com válvulas que falharam em serviço, a mesma evidência de início das trincas na superfície oposta foi constatada. Tentativas de medir as tensões da válvula pela utilização de extensômetros se mostraram inviáveis segundo os autores, dada a duração extremamente curta dos picos de tensão, da ordem de 10^{-8} s, considerando ainda o comportamento complexo e aleatório da dinâmica do espécime.

Dusil e Johnston (1978b) também apresentaram ensaios fractográficos de válvulas de compressores do tipo anel e palheta. Resultados mostraram que a trinca se propaga em mais de uma direção, o que indicaria uma alternância nos carregamentos da válvula. Os autores enfatizaram a existência de grandes diferenças entre as marcas¹ associadas ao progresso da trinca com relação a ensaios habituais de fadiga. Variações nas distâncias destas marcas também implicariam em mudanças no carregamento, atribuindo assim um caráter bastante aleatório ao fenômeno, segundo os autores. A Figura 2.6 mostra tanto a progressão da trinca em diferentes direções (a), como as marcas relacionadas ao avanço da trinca em ciclos de carregamento (b).

¹ Usualmente conhecidas como “marcas de praia” na mecânica da fratura, Callister (2002).

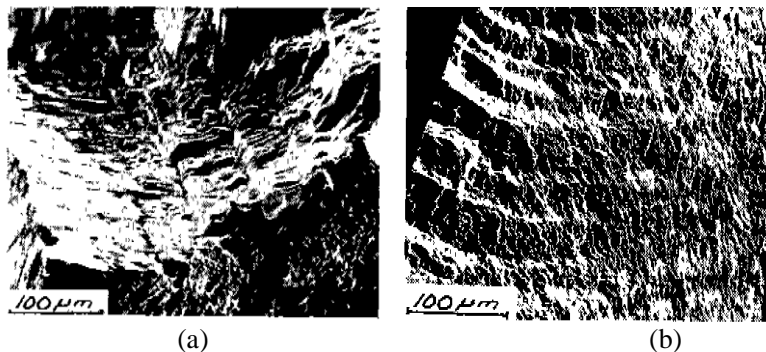


Figura 2.6 - Progressão da trinca em diferentes direções (a). Marcas relacionadas ao avanço da trinca em ciclos de carregamento (b). Extraído de Dusil e Johnston (1978b)

Posteriormente, Dusil e Johnston (1980) buscaram identificar a influência do assento sobre a *intensidade de impacto*, através da variação da espessura do anel de contato (X) e seu posicionamento, através de uma distância com a borda (Z) como mostra a Figura 2.7.

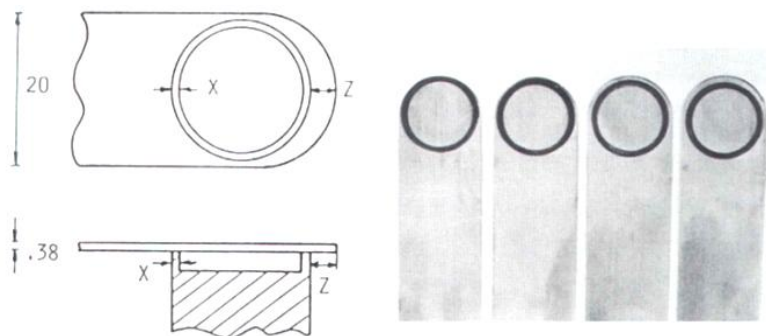


Figura 2.7 - Investigação da influência geométrica, Dusil e Johnston (1980)

O comportamento da *intensidade de impacto*, tida como crítica, em função do posicionamento do assento é apresentado na Figura 2.8. Observa-se que um aumento de aproximadamente 1 mm da distância (Z), praticamente dobra a resistência à fadiga do material.

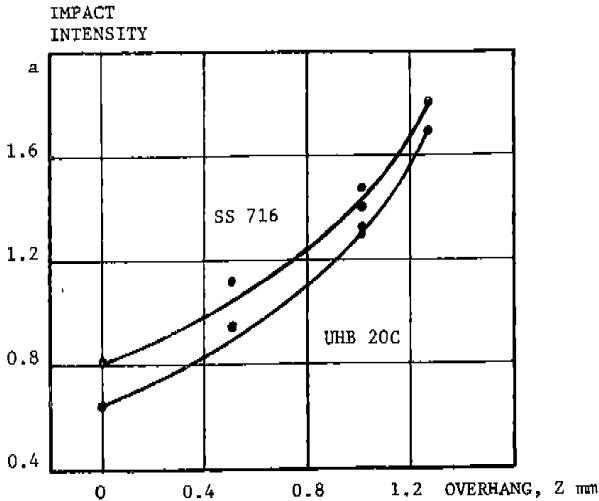


Figura 2.8 – *Intensidade de impacto* limite em função da distância (Z) entre a borda do espécime e o assento . Dusil e Johnston (1980)

Segundo Dusil e Johnston (1980), a explicação deste comportamento é completamente associada às características de amortecimento do material e o efeito de propagação de ondas. Os autores indicam que, quando a válvula atinge o assento ou um batente, ondas compressivas são induzidas pelo impacto na superfície onde ocorre o contato. Estas tensões se propagam como ondas elásticas através do material da válvula e, quando atingem o lado oposto, se transformam em ondas de tração. A interferência destas ondas que refletem nas bordas do espécime geraria picos de tensão que acabariam por ocasionar as falhas. Esta descrição do mecanismo físico que rege a origem da falha é presente em muitos trabalhos (Auren e Chai, 2002; Chai *et al.*, 2004; Mueller *et al.*, 2006; Persson *et al.*, 2008; Penteadó, 2009; Ballmann, 2010) e, desta forma, a mesma pode ser considerada como uma definição de consenso sobre a origem da falha. Dusil e Johnston (1980) indicam que estas ondas de tensão, então, diminuem sua amplitude à medida que viajam pelo sólido em função do amortecimento do material. Isto limitaria a magnitude dos picos, o que acabaria por explicar a influência benéfica do afastamento (Z). O efeito benéfico de materiais com alta capacidade de amortecimento também foi constatado por Auren (2002). A seguinte equação, proveniente do impacto unidimensional em barras, é apresentada como

sendo válida para avaliar tensões geradas no instante inicial do impacto em válvulas:

$$\sigma_0 = V_0 \sqrt{E \rho} \quad (2.1)$$

onde σ_0 é a tensão gerada no primeiro contato, V_0 é a velocidade de impacto, E o módulo de elasticidade e ρ a densidade do material da válvula. A tensão assim gerada viajaria como uma onda elástica com sua amplitude sofrendo uma atenuação na forma:

$$\sigma = \sigma_0 e^{-t A \frac{\sqrt{E \rho}}{M}} \quad (2.2)$$

com t sendo o tempo, A a área do assento e M a massa da válvula. A Figura 2.9 mostra o limite de fadiga por impacto para três espessuras do assento (X), considerando as variações na distância (Z) do assento.

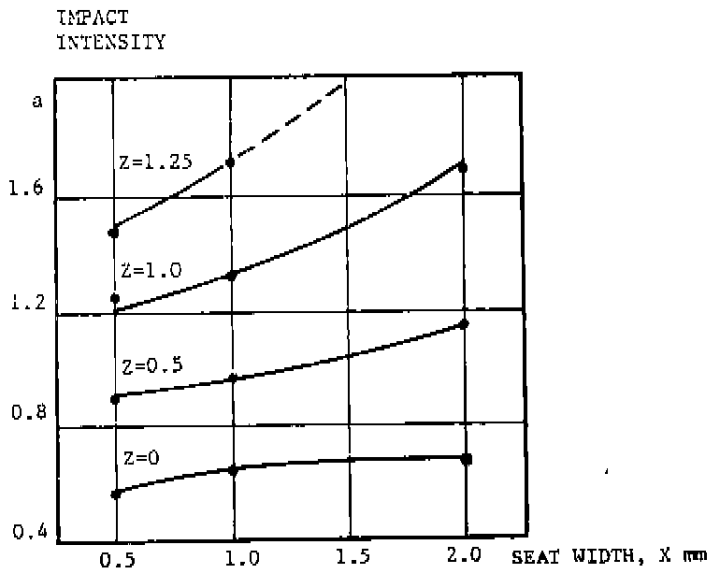


Figura 2.9 - Influência da espessura do contato (X) apresentada por Dusil e Johnston (1980), para diferentes afastamentos (Z) do assento

Futukawa e Namura (1982) desenvolveram uma bancada para testes de vida acelerada considerando a geometria real de válvulas. A Figura 2.10 mostra detalhes da geometria e do sistema de excitação da

bancada. Nenhum tratamento superficial foi realizado no espécime e impactos foram realizados nos dois lados da válvula.

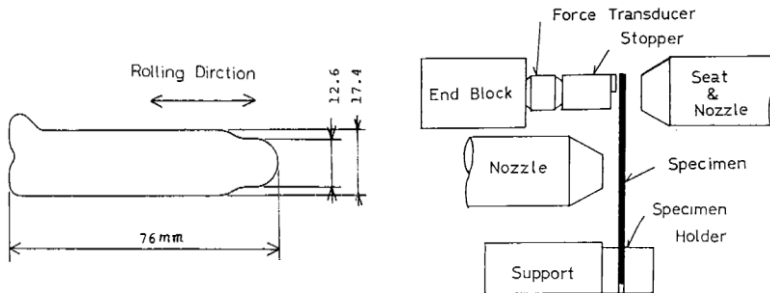
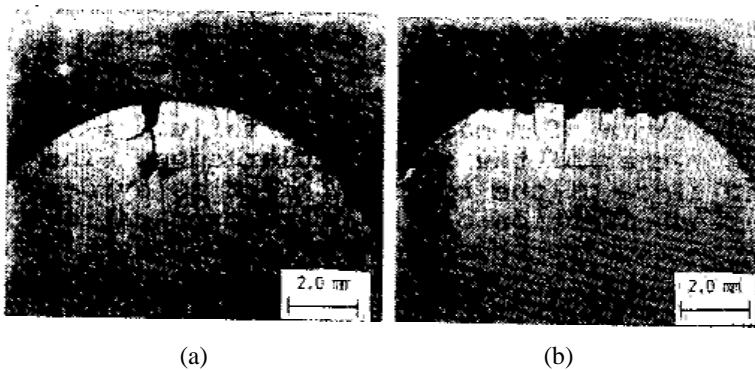


Figura 2.10– Corpo de prova e bancada de Futukawa e Namura (1982)

Os testes identificaram que as características da falha são dependentes da velocidade de impacto. Quando operando aproximadamente entre 4 e 7 m/s, uma única trinca é iniciada no centro da borda arredondada e propaga-se na direção coincidente com a direção de rolagem² do processo de fabricação, Figura 2.11 (a). Em velocidades superiores a 7 m/s muitas trincas são verificadas com direções tanto longitudinais como radiais e o encontro entre elas acaba ocasionando o desprendimento de lascas do material na ponta do espécime, Figura 2.11 (b).



(a)

(b)

Figura 2.11 - Diferentes modos de falha em função da velocidade de impacto, 4 a 7 m/s (a) e acima de 7 m/s (b). Extraído de Futukawa e Namura (1982)

² Processo de conformação, semelhante à laminação, caracterizado pela redução de espessura da peça através da compressão por um rolo.

Futukawa e Namura (1982) explicam esta influência da velocidade através de diferentes deformações sofridas pela válvula, como mostra esquematicamente a Figura 2.12. A origem das trincas é verificada na borda arredondada da válvula, na superfície que realiza o contato com o batente. Os autores relatam que abaixo de 4 m/s nenhuma falha foi verificada e estabelecem este valor como velocidade limite permissível para este modelo de válvula.

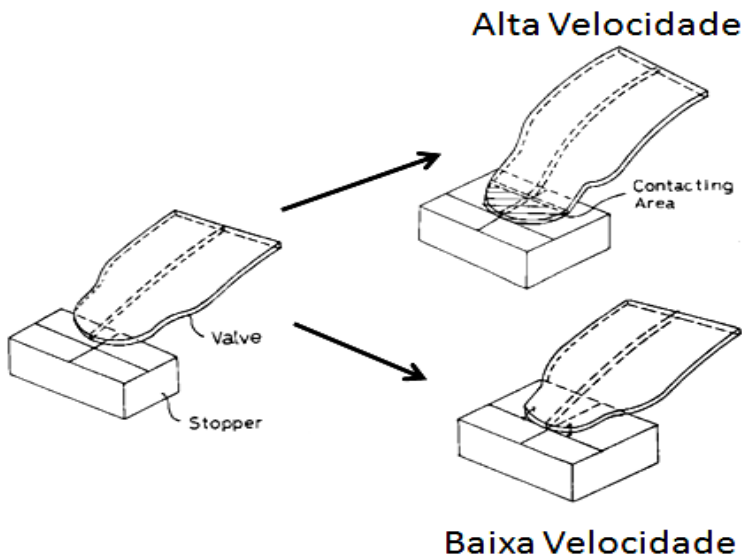


Figura 2.12 - Hipóteses de modos de falha distintos em função da velocidade de impacto. Adaptação do trabalho de Futukawa e Namura (1982)

Bae *et al.* (1994) buscaram estabelecer uma relação entre a velocidade de impacto com a força gerada na válvula. De acordo com os autores, esta força seria dependente de diversos fatores associados ao contato, tais como o módulo de elasticidade do assento, o coeficiente de restituição e de características do meio que envolve a válvula, tornando extremamente complicado um equacionamento adequado desta relação. Uma proposta então é feita, baseada na dependência linear com a velocidade, sendo validada através de ensaios em uma bancada, Figura 2.13.

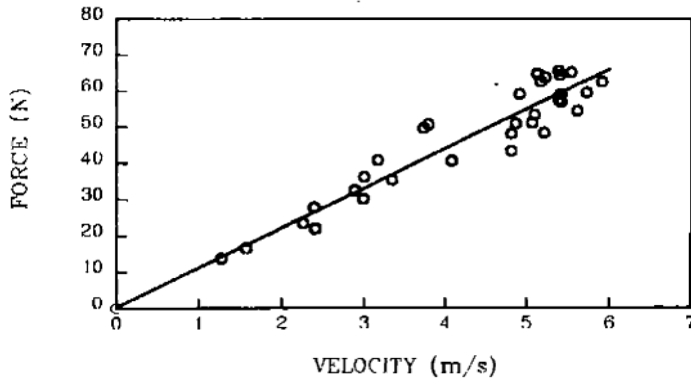


Figura 2.13- Resultado para relação entre força e velocidade de impacto extraído de Bae et al. (1994)

Trabalhos mais recentes buscam investigar a influência de processos de fabricação sobre a fadiga por impacto. Por exemplo, Mueller *et al.* (2006) indicam um aumento da resistência à fadiga por flexão e impacto quando mudada a orientação da rolagem. Uma orientação de 90° revela melhores resultados devido a mudanças nas características da máxima tensão de escoamento e do módulo de elasticidade. A Figura 2.14 ilustra as direções investigadas.

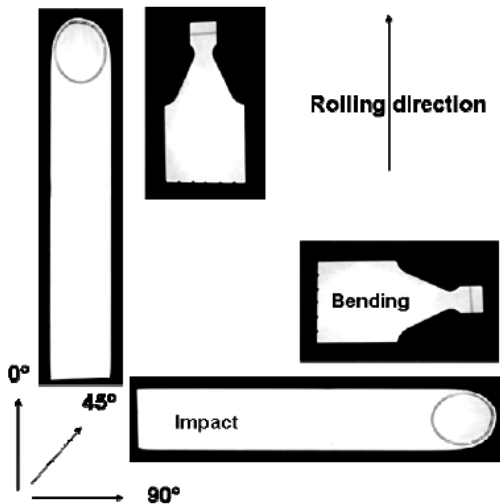


Figura 2.14- Direções de rolagem investigadas por Mueller et al. (2006)

A influência dos processos de fabricação, temperatura, ciclos de carregamento e tratamentos superficiais no módulo de elasticidade foi analisada por Persson *et al.*(2008). Apesar de estarem ligadas ao fenômeno de fadiga por impacto, na realidade tais investigações consistem em uma linha de pesquisa fora do foco desta dissertação.

Por fim, destaca-se nesta revisão, principalmente, o relato de diferentes localizações das primeiras trincas (superficial ou interna), o que caracteriza uma divergência sobre qual seria a tensão causadora da falha. Porém, deve ser lembrado que todos os autores apontam a região entre a borda do assento e a ponta extrema da válvula, longe da região de contato, como sendo a mais crítica, inclusive, indicando uma tendência radial da fratura. Os relatos de válvulas apresentando trincas no lado oposto da superfície de contato também devem ser ressaltados.

2.1.2 Generalidades sobre Fadiga por Impacto

De acordo com Johnson (2004), resultados publicados em 1849 relatando séries extensivas de experimentos nos quais componentes de ferro eram sujeitos à impactos repetitivos, consistem no primeiro trabalho sistemático sobre fadiga por impacto da história. Neste período, ferrovias eram desenvolvidas extensivamente na Inglaterra e falhas em eixos, pontes e outros componentes de ferro/aço eram bastante comuns. Isto levou com que a rainha Victoria apontasse uma comissão para analisar esses problemas, o que acabou originando esses estudos sobre fadiga por impacto na época.

Uma revisão bastante extensa sobre as propriedades da fadiga de impacto é apresentada por Johnson e Storey (2007). A maior parte dos estudos encontrados são voltados ao aço carbono, ferro e ligas de aço, com uma vasta variedade de aplicações. Vários tipos de ensaios são registrados como impacto de martelos através da excitação de molas, cilindros sendo atirados contra espécimes com trincas, esferas para trituração ou moagem, entre outros. Dadas as muitas configurações de espécimes e tipos de máquinas de teste, voltadas a estudos muito específicos, uma comparação de grande parte dos resultados e sua completa generalização é tida como inviável. Apesar disto, alguns aspectos acerca da fadiga por impacto em aços foram levantados pelos autores. O primeiro envolve as taxas de deformação extremamente elevadas, associadas a valores muito superiores aos encontrados na fadiga dita convencional. Assim, as falhas de fadiga por impacto tendem

a ter o caráter de clivagem³, ou fratura frágil, ao invés de dúctil, com a zona de deformação plástica bastante reduzida. Alguns metais como o Ferro Austenítico (Fe γ), principalmente aqueles com estrutura cúbica de corpo centrado, como é o caso do Cromo (Cr), Tungstênio (W) e Molibdênio (Mb), apresentam propriedades mecânicas extremamente dependentes da taxa de deformação. Cabe ressaltar que Cromo e o Molibdênio são metais bastante usados na consituição de ligas de válvulas. Este efeito da taxa de deformação pode ser exemplificado pelo endurecimento mecânico do aço austenítico quando submetido a uma carga de impacto na superfície, ocasionado o surgimento de martensita.

A origem da falha é verificada nos contornos de grãos ou descontinuidades do material. A propagação das trincas é caracterizada por um avanço cerca de cem vezes maior que os casos convencionais de fadiga. Johnson e Storey (2007) apresentam também um modelo de falha baseado em um trabalho de 1908 no qual espécimes cilíndricos possuindo um entalhe eram impactados por um pilão, sendo rotacionados 180° entre impactos sucessivos. O monitoramento da altura do pilão antes e depois indicava o quanto de energia era absorvida pelo impacto, se assemelhando muito com os ensaios *Charpy* e *Izod*⁴. Quando tais resultados foram colocados em um gráfico, a curva de energia absorvida pelo número de ciclos se assemelhou muito com as curvas tensão (S) *versus* vida (N), usuais de ensaios de fadiga. Assim, sugerindo a existência de um limite de vida infinito para a fadiga de impacto nas ligas investigadas.

Os relatos da falha longe da região de contato aparentam ser uma particularidade de válvulas. No entanto, é importante ressaltar a semelhança a respeito de uma região de deformação plástica praticamente inexistente, fazendo com que a falha tenha predominantemente caráter frágil. Ainda, olhando sob uma perspectiva mais abrangente, estas falhas normalmente são superficiais. Assim, levanta-se a possibilidade de que o tratamento superficial em válvulas acabe de alguma forma deslocando o aparecimento das trincas para regiões um pouco abaixo da superfície. Com exceção de Svenzon (1976), os demais trabalhos utilizam válvulas ou espécimes sem tratamento superficial e estes apresentam relatos da origem de falha sempre na superfície. Mesmo assim, em função da descrição incompleta de vários aspectos nesses trabalhos, quaisquer

³ “Clivagem” é a forma com que alguns materiais, principalmente minerais, se quebram seguindo a orientação de planos cristalinos da estrutura interna.

⁴ Ensaios de impacto desenvolvidos para prever o comportamento de fraturas, Callister (2002)

tentativas de explicar as divergências entre esses resultados acabam se tornando uma mera especulação.

Outro detalhe está associado com o parâmetro monitorado nos ensaios de impacto, ficando evidente que dentro da área de compressores a ideia de uma energia absorvida não foi utilizada. Pode ser observado que, em função do uso de um acelerômetro, este interesse foi muito mais voltado a uma força, que acabou mais tarde sendo representada por uma velocidade crítica de impacto. Uma consequência do uso desta, ao invés da tensão ocasionada na válvula, é que a velocidade passa a ser considerada quase como uma propriedade do material, semelhante a uma tensão limite de escoamento ou de ruptura. A participação maior de empresas fabricantes de compressores, cada vez mais interessadas em construir suas próprias bancadas, de certa forma busca agregar a influência geométrica, particular de suas próprias válvulas, dentro desse critério.

Além disso, deve-se ressaltar que a fratura ou início da trinca ocorre depois de muitos impactos, caracterizando uma fadiga de alto ciclo, com uma região de deformação plástica praticamente inexistente. Assim, acredita-se que o comportamento estrutural, na maior parte dos impactos, esteja bastante próximo do regime elástico do material. Em termos de modelagem numérica, isto possibilita que o estudo de um único impacto possa ser utilizado para caracterizar de modo geral o comportamento do fenômeno.

Por fim, menciona-se Chai *et al.* (2004), o qual comenta que, apesar de muitos trabalhos terem sido realizados de modo a melhor esclarecer a fadiga por impacto em válvulas de compressores, o mecanismo físico que desencadeia as falhas próximas à borda não é completamente entendido até os dias de hoje.

2.2 Simulações Numéricas do Impacto de Válvulas

Com o intuito de desenvolver um modelo capaz de reproduzir o impacto de válvulas, procedeu-se uma pesquisa acerca dos trabalhos associados a simulações numéricas. A intenção principal foi verificar os modelos comumente utilizados e os resultados obtidos. Cabe ressaltar que publicações envolvendo modelos numéricos de impacto em válvulas são encontradas em um número bem menor que as publicações de fadiga, citadas anteriormente. Além disto, alguns trabalhos como Huang e Xie (2008) e Courtois (2002) analisam o impacto com enfoque mais voltado a movimentação da válvula. Assim, trabalhos deste tipo

envolvem o emprego do conceito de coeficiente de restituição ou, até mesmo, o uso de esquemas de penalização a fim de introduzir uma força de contato, mas que buscam representar de forma mais fidedigna a dinâmica de válvulas. Neste sentido, o impacto é investigado em termos de sua influência sobre o desempenho do compressor, o que foge do escopo deste trabalho. Assim, se buscou publicações de caráter mais investigativo no que envolve as tensões na válvula, produzidas pelo impacto contra o assento.

Como já mencionado, Svenzon (1976) analisou o fenômeno da fadiga por impacto em corpos de prova semelhantes a válvulas de compressores. Além disto, usando diferenças finitas, um modelo bidimensional foi concebido para o cálculo das tensões em uma situação de impacto dito colinear, cuja geometria é ilustrada na Figura 2.15.

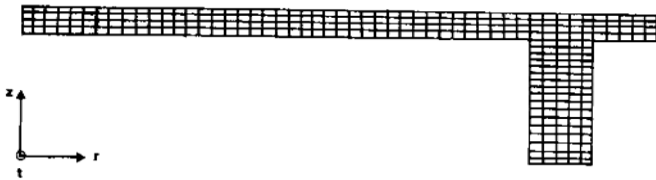


Figura 2.15- Modelo numérico de Svenzon (1976)

Os resultados numéricos apresentaram tensões, com níveis e direções inconsistentes com a falha verificada experimentalmente nas bancadas. Desta forma, o autor vinculou a característica oblíqua do impacto com a origem de um campo de tensões que proporcionasse o início da falha.

Nilsson *et al.* (1980) utilizaram o método de elementos finitos na simulação do impacto considerando duas configurações de válvulas pré-deformadas, consistindo no primeiro e segundo modos de uma viga como ilustra a Figura 2.16. Esse trabalho pode ser encarado como uma continuidade da pesquisa numérica de Svenzon (1976) na caracterização do impacto oblíquo. Nesse modelo de Nilsson *et al.* (1980), a geometria da válvula, semelhante aos espécimes de alguns trabalhos de fadiga, foi alterada de modo que a largura da válvula coincide com o diâmetro do assento.

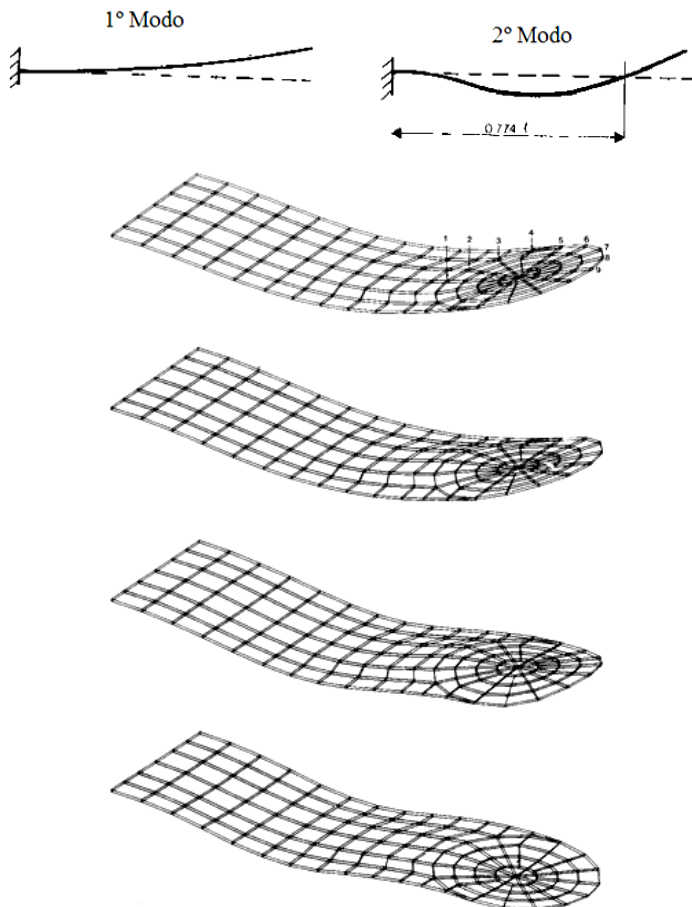


Figura 2.16- Resultados do espécime inicializado com o 2º modo, com deslocamentos ampliados exageradamente, segundo Nilsson et al. (1980)

Elementos sólidos foram usados e uma condição de velocidade inicial foi aplicada, mas sem especificação do formato do perfil. A discretização grosseira da malha é um reflexo do elevado custo computacional associado a simulações deste tipo na época. O incremento de tempo adotado no procedimento de solução foi tomando como sendo 50% do tempo dado pela relação entre a espessura do espécime, com apenas um elemento de malha, e a velocidade de propagação do som no material. Nilsson *et al.* (1980) comparam as tensões resultantes de um

impacto dito colinear, inicializado com o 1º modo de uma viga, com outro possuindo angulação de um grau na direção longitudinal, correspondendo ao 2º modo. Os autores relatam a ocorrência de um *efeito chicote* na presença do contato oblíquo, que se traduz pelo aumento considerável da velocidade e da força de impacto na extremidade do espécime. Resultando em tensões, de natureza cisalhante, que violam o limite de fadiga de flexão do material. Este *efeito chicote* também foi estudado por MacLaren *et al.* (1982) com elementos triangulares e outro método de integração visando a redução do tempo computacional.

Tajima *et al.* (1988) calcularam as tensões de impacto, embora sem dizer como, através de um modelo tridimensional, também com elementos sólidos de 8 nós. O domínio numérico utilizou dois elementos na espessura, Figura 2.17, consistindo na metade da válvula devido à simetria na direção longitudinal. Um passo de tempo da ordem de 30 ns foi considerado suficiente. As condições de contorno e iniciais não foram especificadas, contudo o trabalho dá ênfase para duas velocidades de impacto obtidas experimentalmente para válvulas com espessuras diferentes (0,305mm e 0,381mm). A investigação também avaliou a influência de três geometrias de assento (plana, arredondada e semi-arredonda). Os resultados, para as tensões de impacto, foram insensíveis à variação de espessura da válvula, enquanto que a menor tensão foi encontrada para o assento plano.

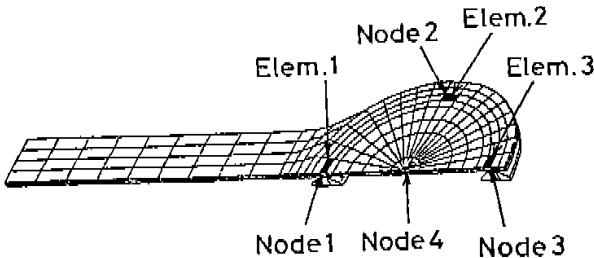


Figura 2.17 - Modelo numérico de Tajima et al. (1988)

Spiegl *et al.* (1999) investigaram válvulas do tipo disco e priorizaram a caracterização da microestrutura do material, considerando a orientação das fibras e sua resposta mediante ao impacto. Dois modelos de simulação foram desenvolvidos. O primeiro deles empregou uma formulação bidimensional, representando um plano de simetria com 800 elementos em estado plano de tensões, voltado principalmente a uma redução do tempo computacional. O segundo modelo adotou uma for-

mulação tridimensional, com aproximadamente 40000 elementos sólidos, Figura 2.18, a fim de descrever tanto o disco de válvulas como o assento. A espessura da válvula foi dividida em oito camadas, sendo que cada uma delas foi suprida com informações sobre a orientação do material através de uma modelagem no ABAQUS 5.7. A condição inicial da simulação corresponde a uma velocidade inicial aplicada em todo o disco, considerando também sua inclinação. O assento foi modelado por um corpo rígido, com coeficiente de fricção 0,3. Na análise dos resultados, o efeito de *Concentração Dinâmica de Tensões*, definido por Böswirth (1980), foi relatado através de um ângulo crítico, entre $0,75^\circ$ e 1° , em que as tensões cisalhantes apresentam um valor máximo. Discordâncias são indicadas entre os valores encontrados nas simulações e as avaliações obtidas pela equação (2.1), do impacto unidimensional de barras. De acordo com Spiegl *et al.* (1999), as estimativas desta fórmula apresentam magnitudes muito inferiores aos limites de fadiga (por flexão) e são incapazes de explicar as causas de falha em aços e compósitos. Devido ao efeito da concentração dinâmica de tensões, os níveis dos esforços apresentaram valores muito superiores aos obtidos pela equação (2.1), assim este é considerado como a possível explicação das falhas encontradas em válvulas do tipo disco.



Figura 2.18 - Modelo numérico de Spiegl *et al.* (1999)

Junghyoun *et al.* (2006) utilizaram o código ADINA na concepção de um modelo bidimensional para a interação entre fluido e estrutura (FSI^5), destinado a avaliar a dinâmica de válvulas. Uma otimização paramétrica da válvula também foi realizada. Com os resultados da simulação FSI e da otimização, um modelo puramente estrutural foi concebido para o cálculo das forças de contato, mas praticamente nenhum detalhe é revelado. Os autores observaram uma redução de 15% da máxima força de contato, entre as configurações original e otimizada, indicando isto como uma melhoria em termos de confiabilidade. Cabe ob-

⁵ Sigla usualmente aplicada para indicar simulações que consideram a interação entre comportamento de sólidos e fluídos (*Fluid Structure Interaction*)

servar aqui que a força de contato pode na verdade consistir em um indicativo de falha não muito confiável e isto se deve principalmente por causa de dois motivos. O primeiro envolve a distância entre o início das trincas e a região de contato. O segundo, é que uma mesma força de contato pode ser distribuída de modo a gerar níveis de tensão que não sejam danosos a válvula, em virtude da área de contato. Em outras palavras, a melhor opção continua ainda sendo a utilização de uma tensão gerada na válvula.

Hyeong-Sik *et al.* (2008) também usaram o ADINA para a simulação da dinâmica de uma válvula através de um modelo *FSI* tridimensional. Os resultados foram posteriormente utilizados em simulações puramente estruturais de três sistemas de válvula de descarga, ilustradas na Figura 2.19. Os autores indicam que o procedimento pode ser usado para estimar os pontos críticos submetidos aos maiores esforços, mas nenhum comentário é feito com relação aos valores de tensão encontrados.

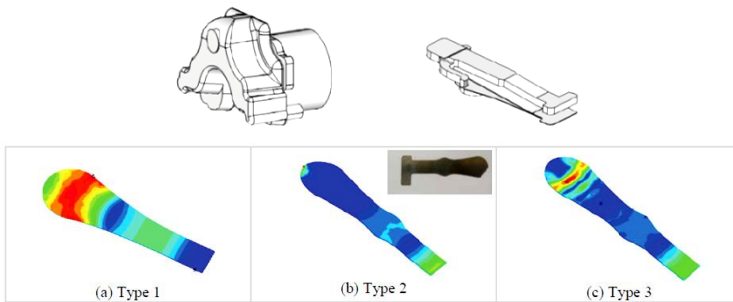


Figura 2.19 - Modelo numérico de Hyeong-Sik et al. (2008)

Um modelo distinto é apresentado por Yonseok e Seungki (2008), envolvendo uma simulação também via elementos finitos, com uma velocidade inicial aplicada na ponta de uma válvula com base articulada. Esta é posicionada com um ângulo inicial de $0,2^\circ$ em relação ao assento, conforme mostrado na Figura 2.20.

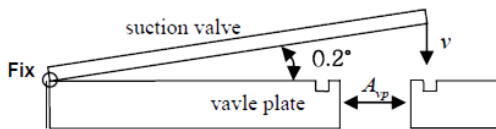


Figura 2.20 – Modelo numérico de Yonseok e Seungki (2008)

É interessante discorrer sobre esta condição de velocidade inicial nos diferentes trabalhos encontrados. Como pode ser observado, nas simulações de válvula do tipo disco ou anel, todo o domínio é submetido a uma mesma velocidade. No entanto, no caso de válvulas palheta, a sua aplicação não é descrita em detalhes, sendo a única exceção, este trabalho de Yonseok e Seungki (2008), que ilustra a aplicação apenas no ponto extremo da válvula. Os resultados de quatro configurações distintas da válvula são exibidos na Figura 2.21.

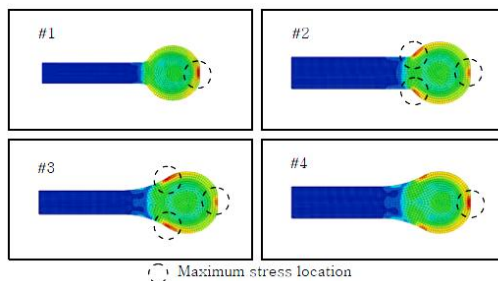


Figura 2.21 – Resultados de Yonseok e Seungki (2008)

Yonseok e Seungki (2008) observaram também uma excelente concordância desses resultados com os valores obtidos pela a equação (2.1). É também apontada a espessura como parâmetro mais sensível, uma ideia contrária ao exposto por Tajima *et al.* (1988).

Wang *et al.* (2010) extraíram de um modelo simplificado de deslocamento tanto a velocidade como a força aplicada na válvula, as quais foram então empregadas como condição inicial e de contorno, respectivamente, em uma simulação de impacto de uma válvula do tipo anel, Figura 2.22. O código ANSYS/LS-DYNA foi usado considerando um material homogêneo, isotrópico, com elementos sólidos de apenas um ponto de integração, usando um amortecimento numérico para controle de instabilidades. O objetivo central foi avaliar o emprego de material cerâmico no lugar do metálico para a válvula em questão. Uma dependência linear foi apresentada entre a tensão de impacto, não definida, e o ângulo de contato, uma ideia também contrária ao estabelecido em Spiegl *et al.* (1999). Contudo, um aspecto interessante desse trabalho envolve a relação entre a velocidade de impacto e os esforços gerados na válvula. Foram constatadas diferentes velocidades de impacto da válvula contra o batente e contra o assento, respectivamente 6 m/s e 3 m/s. Apesar de apresentar uma velocidade de impacto menor, a colisão contra o assento gerou níveis de tensões muito superiores, o que levou

os autores a apontar os aspectos geométricos como principal causador deste comportamento.

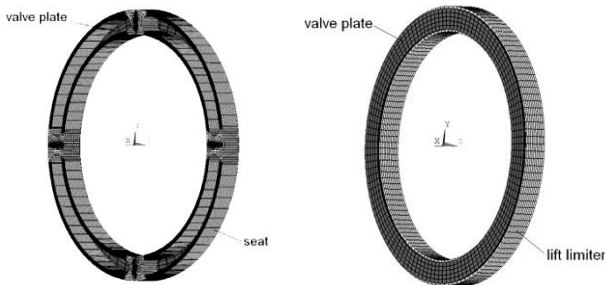


Figura 2.22 – Modelo numérico de de Wang et al. (2010)

É interessante ressaltar que não foi encontrado, em nenhum desses trabalhos de simulações de válvula, algo semelhante a uma análise de convergência ou estimativa do erro numérico. Chama a atenção também os poucos elementos usados nos modelos de válvulas palheta. Além disto, percebe-se como a definição da tensão de impacto ainda não é muito clara, bem como a influência dos parâmetros geométricos e o próprio aspecto dos esforços ocasionados na válvula. Enfim, revela-se a descrença de alguns autores, citados em Ballmann (2010), que afirmam da não existência de métodos computacionais capazes de gerar resultados confiáveis sobre o assunto.

2.3 Modelos Simplificados de Impacto em Válvulas

Outra linha de pesquisa está voltada a investigação do fenômeno por meio de modelos mais simplificados. Soedel (1974) apresenta uma formulação matemática para estimativa da máxima tensão de impacto, com base na equação (2.1), assumindo um impacto colinear, dito também retilíneo. De acordo com a formulação, a magnitude da tensão in-depende da espessura dos corpos envolvidos, sendo função apenas da velocidade e de parâmetros dos materiais, tanto da válvula como do assento. Posteriormente, Soedel (2007) adota o mesmo equacionamento para a estimativa das tensões de impacto, mesmo apontando sua validade bastante questionável pelo desconhecimento de inúmeros aspectos do fenômeno.

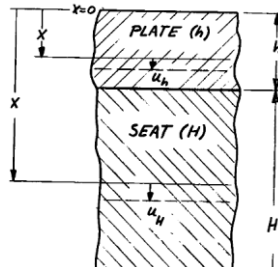


Figura 2.23 - Interpretação de Soedel (1974)

Böswirth (1980) critica a consideração do impacto colinear para explicar falhas em válvulas, dado os baixos níveis de tensão resultantes do cálculo. Além disto, o autor discute a necessidade da consideração de pelo menos mais duas frentes de onda (transversais e de Rayleigh), além da de pressão, principalmente em virtude da condição de contato oblíquo. Segundo Böswirth (1980), existe um ângulo crítico, em válvulas do tipo disco, no qual ocorre uma *Concentração Dinâmica de Tensões*, que inclusive proporciona condições para o início da falha. Esta é definida pela coincidência da velocidade de avanço do contato com as ondas de tensão que se propagam no material, como ilustra a Figura 2.24.

Por outro lado, depara-se também com o trabalho de Paczusi (2004), o qual afirma que a *Concentração Dinâmica de Tensões* e o *efeito chicote* consistem no mesmo fenômeno. Além de afirmar que o equacionamento de Soedel (1974), apesar de simplificado, é válido para explicar falhas em válvulas.

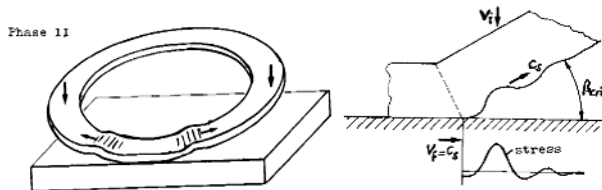


Figura 2.24 – Impacto oblíquo e o efeito de concentração dinâmica de tensões definido por Borswith (1980)

A investigação do impacto transversal pode ser vista como a etapa seguinte do desenvolvimento desses modelos simplificados. Kim e Wang (1994, 1996) reformularam o impacto transversal de viga engastada colidindo com um assento, através do equacionamento deste último, sendo agora visto como uma barra, visando avaliar a força de contato através do método de superposição modal. A diferença desse modelo

com anteriores, os quais consideravam o assento como uma rigidez constante, é mostrada esquematicamente na Figura 2.25. Apesar da intenção de elaborar uma solução exata analítica, o processo de resolução necessita de métodos numéricos para avaliar integrais e realizar o avanço gradual no tempo. Por fim, os autores discorrem da possibilidade de uma grande influência da geometria do contato, mas ressaltam das falhas ocorrendo em regiões distantes da parte da válvula que realiza o contato com o assento, o que justificaria as simplificações adotadas no modelo.

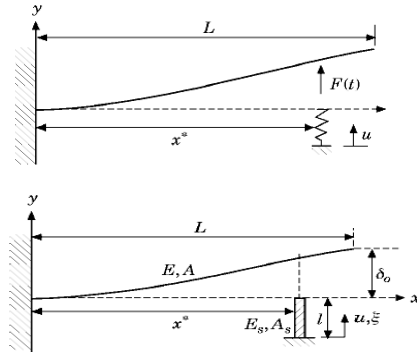


Figura 2.25 - Diferença entre modelos antigos e de Kim e Wang (1996)

Yin *et al.* (2007) apresentam um modelo semelhante ao adotado por Kim e Wang (1994, 1996), mas incluem mais modos de vibração, consistindo em deformadas da viga e do assento, quando ambos estão em contato. Segundo os autores, uma grande vantagem do modelo desenvolvido consiste na possibilidade de investigar impactos repetitivos e o efeito de propagação de ondas sem a implicação de um alto custo computacional.

Vale observar que, apesar da distância das trincas com relação à região de contato ser usada como justificativa para o uso desses modelos de impacto transversal, acredita-se que um esclarecimento do que acontece no impacto e o vínculo com a falha por fadiga exige justamente o oposto. É perceptível que, mesmo consistindo em uma investigação da propagação de ondas, esses modelos não apresentam resultados que possam ser vinculados com as trincas radiais verificadas. Desta forma, estabelece-se que a região de contato seja representada da forma mais fiel possível. Assim, admite-se que o problema de impacto em válvulas apresenta um forte caráter tridimensional, levando a um questionamento quanto ao uso destes modelos bidimensionais mais simplificados na investigação do fenômeno.

2.4 Conceitos Iniciais sobre Impacto

Na realidade, por estar relacionada a uma classe específica de problemas da mecânica estrutural, alguns conceitos próprios do fenômeno de impacto não são tão conhecidos. Em uma perspectiva mais geral, a palavra “*impacto*” traz consigo a idéia de abrupto. Forças sendo aplicadas e removidas em um espaço de tempo extremamente curto, muitas vezes, associada com fraturas e explosões, mas sem muito entendimento dos efeitos que acontecem durante o contato. Assim, neste trecho buscou-se contextualizar “*o que é o impacto*” para o problema de válvulas em questão, abordando detalhes os quais acredita-se auxiliarem consideravelmente no esclarecimento do assunto.

Segundo Goldsmith (1960), as primeiras tentativas de descrição do fenômeno de impacto ocorreram simultaneamente com o nascimento da mecânica, datando da primeira metade do século XVII. Mais precisamente, na época em que Galileo Galilei buscava o entendimento sobre colisões considerando objetos como corpos rígidos. Ao final do mesmo século ocorre a contribuição de Isaac Newton através das suas leis do movimento, além de introduzir a idéia do coeficiente de restituição como um fator de correção. Estas idéias constituem as noções preliminares sobre impacto, envolvendo basicamente princípios de impulso e conservação da quantidade de movimento escritas para um corpo rígido com massa pontual. Esta formulação apresenta uma grande simplicidade matemática, no entanto é incapaz de descrever os efeitos transientes de tensões, forças ou deformações produzidas no momento do impacto.

Um grande avanço ocorreu com a consideração de vibrações unidimensionais dos corpos impactantes, equacionando sua dinâmica através da sobreposição de efeitos inércia, elásticos e de amortecimento. Um exemplo desta concepção, na área de compressores, consiste no modelo massa-mola com um grau de liberdade, que busca representar, de modo simplificado, a dinâmica de válvulas. Em alguns casos é possível utilizar este modelo para representar os efeitos do impacto, contudo com certas limitações quanto ao campo de deformações.

O desenvolvimento subsequente dessas idéias, associadas a vibrações, envolve aspectos multidimensionais da propagação de ondas. O enfoque então consiste numa caracterização mais precisa do campo de deformações na região de contato. Esta formulação parte da equação de balanço da quantidade de movimento. Algumas vezes, esta é ainda simplificada de modo a considerar somente os efeitos mais representativos, como a propagação de ondas em barras, que leva em consideração apenas as ondas de compressão. Outras vezes, é reescrita de modo a absor-

ver mais variáveis, como é o caso da dinâmica de vigas Euler-Bernoulli que inclui os efeitos de rotação da secção, mas busca a dependência unidimensional com a direção transversal. Neste caso em particular, esta simplificação apresenta um efeito de “*dispersão geométrica*”, implicando que as perturbações (ondas) não se propagam com uma velocidade constante. O que inclusive, inviabiliza algumas soluções para este tipo de problema. Maiores detalhes podem ser vistos em Sadd (2009).

Em geral, para um meio sólido, na mecânica do contínuo, existem basicamente dois tipos de ondas que se propagam: ondas de corpo e de superfície. No primeiro, uma dissociação matemática entre os efeitos de translação e distorção da equação de balanço gera as ondas de corpo longitudinais (pressão) e transversais (cisalhantes). De acordo com Szuladzinski (2010), a presença de superfícies acaba originando as demais soluções, ocasionando assim o surgimento de outras frentes. A Figura 2.26 ilustra as duas ondas de corpo e a onda superficial de *Rayleigh*.

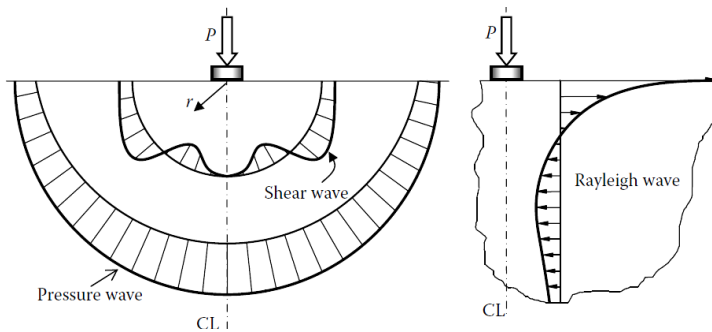


Figura 2.26 – Ondas longitudinais (pressão) e transversais (cisalhamento). Onda de superfície de *Rayleigh*. Extraído de Szuladzinski (2010)

Acredita-se ser válido ressaltar a diferença do comportamento dessas ondas com relação às diferentes abordagens comentadas. Uma onda de pressão em um meio contínuo tridimensional é distinta da de barras, por exemplo, devido à dispersão que esta sofre em virtude do coeficiente de Poisson. Isto se traduz principalmente pela diferença das velocidades de propagação de ambos os casos, com as ondas unidimensionais sendo mais rápidas. Outra questão está associada às ondas transversais. Apesar dos trabalhos voltados à modelagem de vigas descreverem estes estudos como de “*ondas transversais*”, enfatiza-se aqui a diferença matemática destas com as de um meio contínuo. Na realidade, como os modelos de impacto transversal estão associados com um es-

forço de flexão, talvez “*ondas de flexão*” se mostrasse como uma terminologia mais apropriada.

Ainda, é interessante destacar a distinção do termo “*elástico*” nestas diferentes formulações de impacto apresentadas aqui. Enquanto que este, na derivação de “*elasticidade*”, pode ser associado ao comportamento “*elástico*” do material, advindo da teoria de Hooke; uma colisão “*elástica*”, relacionada ao coeficiente de restituição, está associada ao comportamento da energia cinética após o choque. Assim, é possível observar muitas vezes a mistura destas formulações, como no trabalho de Bae *et al.* (1994), que comenta da dificuldades de relacionar os muitos fatores envolvidos no impacto, dentre eles o módulo de elasticidade do assento e o coeficiente de restituição, na determinação dos esforços em válvulas. Destaca-se também o possível erro que é cometido, quando envolvendo materiais elásticos, vincula-se este impacto como uma colisão elástica, o que claramente é um equívoco bastante considerável.

Concluindo, sugere-se que o impacto possa ser visto dentro de uma dessas três categorias apresentadas, baseadas em como ocorre o fenômeno de transformação de energia. Na primeira situação, da formulação de Galileu e Newton, não existe muito interesse no campo de deformações. Na segunda, quando se menciona a palavra “*vibrações*”, remete-se a sua etimologia associada a uma idéia de repetição. Considera-se assim, que parte significativa da energia inicial disponível está sendo transformada em algum tipo de movimento repetitivo particular do corpo. Estes princípios, envolvendo vibrações, podem ainda ser usados em estudos de propagação de ondas, através de métodos de superposição modal, contudo com algumas limitações com relação à caracterização do campo de deformações nas imediações do contato. Por fim, na última situação, o impacto é visto como um problema onde a maior parte da energia inicial é transformada em deformações elásticas no corpo, oriundas de uma perturbação promovida pelo contato; mas, neste caso procura-se a melhor resolução possível do campo de deformações.

Reconhece-se que talvez esta não seja a melhor divisão sobre o assunto, entretanto para fins introdutórios, voltados à construção de um modelo numérico de válvulas, esta abordagem é considerada suficiente. Neste trabalho, admite-se que a maior parcela da energia inicial, ou seja, da energia “disponível” durante um estado anterior ao contato, será convertida em deformações com caráter de ondas de tensão, agindo ainda dentro do regime elástico do material. Ressaltando-se a busca pela representação mais fiel possível do campo de deformações, acreditando-se que o seu comportamento se relacione fortemente com o mecanismo que origina a falha estrutural por fadiga de impacto.

3 MODELO NUMÉRICO

O presente capítulo apresenta o modelo numérico, detalhando as equações governantes, os esquemas de discretização, o tratamento do contato, a definição da tensão de impacto e obtenção de parâmetros adimensionais para a análise paramétrica do problema.

3.1 Método de Solução

3.1.1 Equações Governantes e Tratamento do Contato

Para uma investigação dos efeitos do impacto em válvulas do tipo palheta, um modelo numérico foi desenvolvido com o emprego do método de elementos finitos adotado no código comercial LS-DYNA. Basicamente, busca-se a solução dos deslocamentos na equação de balanço da quantidade de movimento linear, equação (3.1), reescrita na forma fraca, a qual deve satisfazer condições iniciais e de contorno.

$$\sigma_{ij,j} + \rho f_i = \rho \ddot{x}_i \quad (3.1)$$

onde $\sigma_{ij,j}$ é o divergente do tensor tensão de Cauchy, ρ é a densidade, f_i é a força de corpo e \ddot{x}_i é a aceleração. Os índices i e j são usados para denotar as três possíveis direções no espaço ($i = 1,2,3$ e $j = 1,2,3$). Detalhes relacionados à transformação matemática para a formulação fraca e discretização das equações do movimento podem ser obtidos da documentação do código LS-DYNA (LIVERMORE, 2006).

Com relação ao contato, o método de penalização é utilizado de modo a introduzir uma força reativa nos nós proporcional à penetração entre malhas. Usualmente, esta abordagem é associada com molas exclusivamente compressivas, colocadas na direção normal à superfície de contato. Atualmente, o LS-DYNA disponibiliza três variações para esse tratamento do contato. Neste trabalho foi utilizada a formulação tomada como padrão, de modo que a força de contato (f_s) é calculada da seguinte forma:

$$f_s = -k_i l \quad (3.2)$$

onde k_i representa um fator de rigidez e l a penetração. Este fator de rigidez é calculado de forma distinta, dependendo do tipo de elemento utilizado na simulação. Neste caso, o índice i denota o i -ésimo elemento da malha em questão ($i = 1, 2, 3, 4, \dots, n$). Para elementos sólidos, que são os utilizados neste trabalho, este fator é dado por:

$$k_i = \frac{f_{si} K_i A_i^2}{V_i} \quad (3.3)$$

com f_{si} correspondendo a um fator de escala cujo valor padrão é 0,1. Por outro lado, A_i é a área do elemento, V_i o volume e K_i é o módulo volumétrico (Bulk) associado com a resistência à compressibilidade do material. Para um material elástico linear, isotrópico e homogêneo, o valor de K_i pode ser calculado a partir do módulo de Young (E_i) e do coeficiente de Poisson (ν_i):

$$K_i = \frac{E_i}{3(1 - 2\nu_i)} \quad (3.4)$$

O módulo volumétrico também está relacionado à velocidade de propagação de uma onda compressiva no material, denominada usualmente como a velocidade do som no meio. Vale observar que na formulação padrão do LS-DYNA, o módulo volumétrico é calculado com os dados do material que apresenta o menor módulo de Young (E_i). Existe a possibilidade de alterar a forma como k_i é calculado, se penetrações excessivas forem detectadas ou alguma instabilidade numérica for evidenciada. Uma discussão mais aprofundada sobre as vantagens e desvantagens dos métodos numéricos voltados ao tratamento do contato pode ser verificada em Wriggers (2006).

Sob uma perspectiva comparativa entre diversas configurações de válvulas e assentos, acredita-se que o método de avaliar as forças de contato tenha uma influência um pouco reduzida sobre o resultado da análise, uma vez que este cálculo é o mesmo para todos os casos simulados. Entretanto, ressalta-se que a respeito da magnitude das tensões, o fator de penalização apresenta-se como um aspecto merecedor de investigação em trabalhos futuros. Contudo, enfatiza-se que até o momento não há uma forma reconhecida, em âmbito geral, de se medirem essas tensões, o que inclusive permitiria uma verificação experimental dos resultados numéricos.

3.1.2 Tipos de Elementos

Optou-se por utilizar elementos sólidos, uma vez não se sabe ao certo qual efeito é mais pronunciado no campo de deformações. Em outras palavras, elementos de vigas, cascas, etc. consistem em simplificações do elemento sólido que consideram apenas deslocamentos mais expressivos. Além disto, dada a incerteza com relação à região de origem da trinca, a utilização de elementos que simplificam os deslocamentos na direção da espessura da válvula, como ocorre na formulação de elementos de casca, por exemplo, pode mascarar efeitos críticos do campo de deformações que possam vir a ser vinculados com a falha.

Os elementos sólidos presentes no LS-DYNA apresentam apenas funções de forma (ou interpolação) lineares. O motivo se deve ao fato de que o código é um desenvolvimento continuado do programa DYNA3D (1976), originalmente criado com o propósito de simular o impacto de bombas nucleares FUFO. Em 1979 a versão do DYNA3D já havia eliminado elementos sólidos de funções de forma com maior grau (quadráticas, cúbicas,...) com relatos de que estas geravam inconsistências nos resultados numéricos de problemas que envolviam a propagação de ondas. Além disto, naquela época existia a tendência no desenvolvimento do código visando sua utilização em supercomputadores, e elementos sólidos de maior ordem tornavam o custo computacional demasiadamente elevado e algumas vezes inviável.

A busca desta melhoria em performance visando baixo custo computacional levou o projeto do DYNA3D a considerar desde cedo modos de tornar as simulações cada vez mais rápidas. Assim, diagonalização da matriz de massa e utilização de apenas um ponto de integração foram medidas implementadas praticamente desde sua concepção. Contudo, já nesta época foi verificado que a utilização de apenas um ponto de integração em simulações que envolviam impactos acabava excitando deslocamentos ditos de zero energia (efeito *Hourglass*). A atual versão do LS-DYNA permite a imposição de um amortecimento para controle destes modos, como usado por Wang *et al.* (2010). Outra forma de anular este efeito consiste na consideração de mais pontos de integração.

Optou-se, neste trabalho, por utilizar a integração reduzida ao invés da aplicação de um amortecimento numérico para controle dessas instabilidades. O manual do LS-DYNA relata como única limitação desta escolha, a razão de aspecto do elemento de malha, que pode ocasionar inconsistências nos resultados de deslocamento. A proporção dita crítica para esta formulação é de que o maior lado do elemento tenha

dimensões de no máximo 5 vezes maior que o menor dos lados (5:1) e esta limitante foi considerada na concepção da malha do modelo.

3.1.3 Esquemas de Avanço Temporal

O código DYNA3D foi criado com o propósito de ser um método de solução explícito de elementos finitos. O avanço temporal é realizado com o uso do método de diferenças centrais. A estabilidade deste é demonstrada se o passo de tempo (*time-step*) crítico for menor que um valor relacionado à metade da máxima frequência natural da estrutura, o que acaba sendo associado com a máxima frequência natural do menor elemento de malha. Contudo, o valor utilizando para o avanço no tempo é dado por uma fração (0,9 como valor padrão) do critério de Courant-Frederick-Levy, onde o valor limite do passo de tempo é dado pela razão entre um comprimento característico do elemento de malha e a velocidade de propagação do som no meio.

Atualmente, o código LS-DYNA possui também a capacidade de realizar simulações implícitas através da solução de sistemas de equações utilizando técnicas como Newton-Raphson. Diferentemente do caso explícito, simulações implícitas, por estarem associadas com métodos iterativos, apresentam ainda a necessidade de um monitoramento da convergência de uma dada propriedade (energia, deslocamentos, resíduos). Basicamente, o esquema implícito apresenta a vantagem de utilizar passos de tempo que não são restritos ao tamanho do elemento, além de promover uma maior dispersão da informação ao longo da malha computacional em cada instante (*time-step*). Maiores detalhes podem ser obtidos do próprio manual teórico do LS-DYNA (LIVERMORE, 2006).

Neste trabalho, a formulação implícita foi utilizada para aplicar uma pré-tensão, através de um deslocamento prescrito na extremidade livre da válvula. Esta etapa não consiste na simulação de impacto, propriamente dita, contudo ela visa submeter a válvula a um estado de deformação, em instantes anteriores ao contato, mais parecido com o esperado da dinâmica da palheta.

3.2 Modelo Numérico de Impacto

Dada a capacidade de processamento dos computadores atuais, trabalhos que descrevem características complexas da interação entre fluido e estrutura da dinâmica de válvulas, como o de Shiomi (2011), são cada vez mais frequentes. No entanto, uma consideração importante

deve ser destacada com relação a modelos que envolvem, além destes complicados fenômenos, o impacto da válvula contra o assento. Se verificadas as escalas de tempo envolvidas, observa-se que existe uma diferença muito grande entre os passos de tempo necessários a uma análise, diga-se adequada, de um problema envolvendo escoamento, com um de impacto. A Figura 3.1 ilustra, em um gráfico logarítmico, as escalas de tempo de alguns fenômenos que ocorrem em compressores.

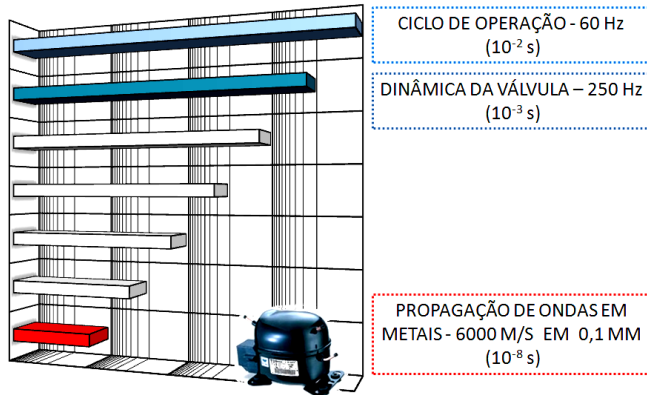


Figura 3.1 - Representação esquemática em escala logarítmica das durações dos fenômenos de um compressor, comparados com a propagação de ondas

Em função do exposto, simulações contendo interação entre fluido e sólido, que ainda envolvam o contato, apresentam uma grande chance do campo de tensões desenvolvido no instante de impacto ser incoerente, se mantidos o mesmo passo de tempo empregado para resolver os diferentes fenômenos envolvidos. Evidente que o grau dessa incoerência deve ser particular para cada situação, sendo que algumas possivelmente possam ser toleráveis. Contudo, o modelo desenvolvido neste trabalho consiste em uma abordagem puramente estrutural para investigação do impacto de válvulas palheta.

Dadas as características das falhas, adotou-se uma formulação tridimensional para caracterizar a geometria e as tensões da válvula, a qual é inicialmente pré-tensionada aplicando-se um deslocamento prescrito na ponta. Lembrando que, isto é feito visando reproduzir o aspecto da válvula momentos antes do contato. O assento, que é construído a certa distância para não promover o contato inicial, posteriormente é alinhado com o nível do engaste. Ao término da fase de pré-tensão, uma distribuição linear de velocidade é atribuída a todos os nós da válvula

nesta configuração deformada, sendo então conduzida uma simulação explícita, ou de impacto, propriamente dita. A maior velocidade, definida como condição inicial do problema, é aplicada na extremidade livre da palheta. O assento é modelado como um corpo rígido, constituído apenas pela geometria do anel de contato contendo alguns elementos na direção normal ao contato, apenas para efeitos visuais. A Figura 3.2 mostra esquematicamente as etapas supracitadas da simulação.

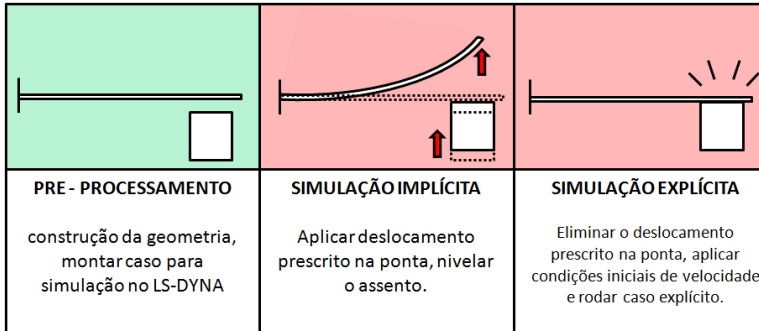


Figura 3.2 - Etapas de construção e simulação do Modelo

A geometria escolhida é similar àquela dos estudos de fadiga (Svenzon, 1976; Dusil e Johnston, 1980) e do modelo numérico de Nilsson *et al.* (1980). Diversos fatores tornam o modelo desenvolvido neste estudo distinto, tais como a malha para discretização da geometria, região do assento, tratamento do contato, forma de pré-tensão e condição de velocidade inicial.

O perfil de velocidade imposto para a válvula consiste na inicialização de uma velocidade angular que é calculada através da relação entre uma dada velocidade de impacto, aplicada na ponta, e o comprimento da válvula. Isto acaba ocasionando um perfil linear.

A malha foi gerada através do método de blocos (*blocking*), que consiste em uma divisão espacial previamente construída com elementos hexagonais agrupados em blocos. A associação dos vértices e cantos desses blocos, com pontos e curvas que compõem a geometria, permite a concepção de malhas estruturadas com bastante qualidade. A Figura 3.3 ilustra este conceito. A construção das malhas foi automatizada com base no número de elementos impostos na espessura da válvula. Para garantir uma razão de aspecto adequada, a quantidade de elementos nas outras direções é calculada pelas relações entre esta espessura e demais dimensões da válvula. Os elementos sólidos gerados foram construídos com proporções 2:2:1, apresentando mínimas distorções.

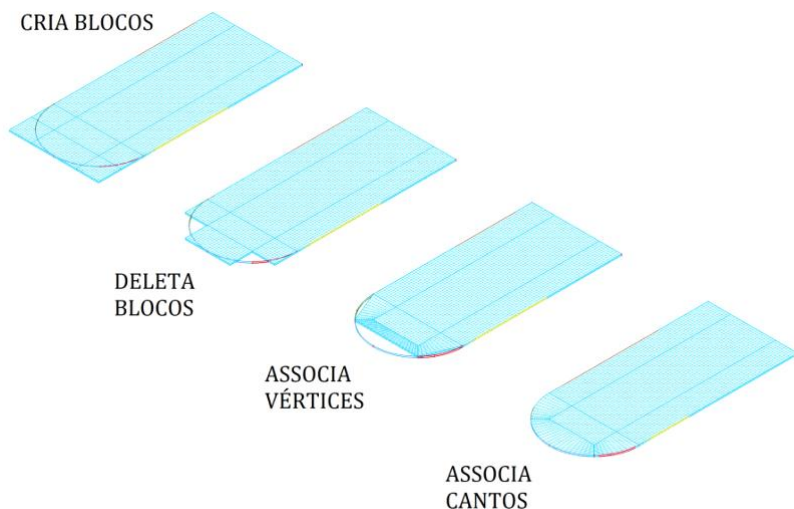


Figura 3.3 – Geração da malha na válvula utilizando o método de blocos

É importante ressaltar as implicações da modelagem do assento como corpo rígido. Apesar do material da válvula apresentar maior módulo de elasticidade que o assento, está sendo admitindo que maior parte da energia inicial seja convertida em deformações apenas na válvula. Esta hipótese é de certa forma plausível, se analisados o sistema de válvulas no aspecto construtivo, onde o assento é uma espécie de platô ou placa, contendo muito mais material que a válvula. Assim, o modelo apresentado tende a superestimar os efeitos do impacto.

3.3 Tensão de Impacto

É necessário estabelecer também a tensão que deve ser monitorada no modelo. Utilizar uma das seis componentes (σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xy} , τ_{xz} , τ_{yz}), em um dado sistema de coordenadas, não necessariamente representa a abordagem correta. Por esta razão, geralmente o que se procura é algo ligado aos invariantes desse estado de tensão⁶, de modo a criar uma independência com a orientação da geometria no espaço. Contudo, ainda é necessário indicar como os valores dos invariantes se relacionam e

⁶ Os invariantes podem ser associados também à ideia do círculo de Mohr, bastante conhecido na mecânica estrutural.

neste ponto tem-se que considerar as teorias de falha (ou tensões combinadas).

O critério da máxima energia de distorção (Huber-Mises) é bastante comum na mecânica estrutural, contudo este é mais ligado a fraturas dúcteis dos materiais, como também é o caso do critério da máxima tensão cisalhante (Tresca). Existe ainda, uma abordagem mais antiga, da máxima tensão principal (Rankine), que simplesmente consiste na verificação do maior valor invariante encontrado, com um nível limite de tensão. Tal ideia surgiu visando materiais frágeis, sendo bastante empregada para avaliar concretos, rochas, etc., considerando que estes falham basicamente quando sujeitos a esforços de compressão ou tração.

As investigações com enfoque no entendimento do fenômeno de fadiga por impacto, da revisão no capítulo 2, relatam uma região de deformação plástica quase inexistente quando observadas as fraturas de corpos de prova ou componentes sujeitos a este modo de falha. Deve-se ressaltar que isto não se restringe apenas a situação de válvulas de compressores. Assim, com a constatação desse caráter frágil, acredita-se que o critério da máxima tensão principal de Rankine seja o mais indicado. Evidente que considerando a ausência de um nível de tensão dito crítico para a fadiga, o critério a ser empregado, bem como a relevância das magnitudes de tensão encontradas, passam a ser aspectos questionáveis. No entanto, pelo caráter comparativo, que envolve avaliar a sensibilidade da geometria e da velocidade de impacto, pode-se dizer que a abordagem deste trabalho na realidade é mais qualitativa que quantitativa.

Considerando o critério de Tresca, a tensão de impacto (σ_{Imp}) seria obtida através da máxima cisalhante, dada por:

$$\sigma_{Imp} = \max \left(\frac{1}{2} |\sigma_1 - \sigma_2| ; \frac{1}{2} |\sigma_2 - \sigma_3| ; \frac{1}{2} |\sigma_1 - \sigma_3| \right) \quad (3.5)$$

com σ_1 sendo a maior tensão principal, σ_2 a intermediária e σ_3 a menor. Pelo critério de von Mises, a tensão de impacto seria:

$$\sigma_{Imp} = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (3.6)$$

Contudo, existe ainda uma vantagem na consideração da máxima tensão principal como critério de falha, correspondente à visualização do campo de tensões, pela maior ênfase aos esforços de tração e compressão. Esta hipótese estaria atribuindo maior relevância ao 1º modo de abertura de trinca, por tração, considerando os três principais modos de

deslocamento da superfície, de acordo com os conceitos gerais da mecânica da fratura, como mostra a Figura 3.4.

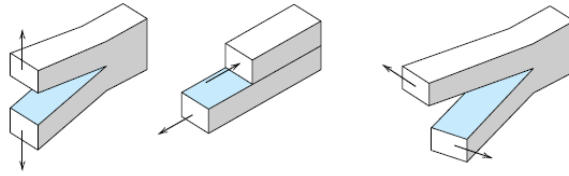


Figura 3.4 – Os 3 modos de abertura de trinca de acordo com os conceitos gerais da mecânica da fratura. Extraído de Callister (2002)

3.4 Parâmetros Adimensionais

Visando a elaboração de uma análise de sensibilidade, através de um *Design of Experiments (DoE)*, a realização de uma análise dimensional é bastante vantajosa. Primeiramente, o emprego de grupos adimensionais permite reduzir o número de parâmetros do problema, reduzindo assim a quantidade de simulações necessárias. Além disto, pode-se também estender os resultados para demais condições de impacto envolvendo a mesma faixa de valores dos números adimensionais em questão.

A análise dimensional para problemas de impacto já é realizada há bastante tempo e segundo Schuring (1977), isto se deve principalmente pela dificuldade em se obter soluções analíticas satisfatórias, capazes de considerar a maior parte das complexidades desse fenômeno. Assim, os estudos associados ao impacto apresentam também um histórico considerável de investidas experimentais. Atualmente, podem ser citados, como exemplos bastante comuns, os testes de colisões entre veículos utilizando réplicas humanas (*crash tests with dummies*) e os testes de queda de equipamentos eletrônicos (*drop tests*).

Um detalhe interessante desses estudos de impacto, é que na grande maioria dos casos, o problema envolve um campo complexo de deformações, associado principalmente com plasticidade e fratura. Assim, acaba-se usando os mesmos materiais de modo a reproduzir fielmente estas particularidades da taxa de deformação, o que faz com que estes modelos sejam somente possíveis quando construídos em tamanho real. No entanto, se for possível desprezar os efeitos desta taxa de deformação, como impactos em baixas velocidades segundo Langhaar (1954), o uso de modelos reduzidos passa então a ser possível.

Tendo em mente que a falha por fadiga ocorre após muitos impactos e apresenta uma zona de deformação plástica bastante reduzida, imagina-se que cada impacto individual se comporte bastante próximo do regime elástico. Desta forma, é possível desprezar os efeitos, antes mencionados, da taxa de deformação.

Através do teorema dos Π 's de Buckingham (Fox *et al.*, 2006), admite-se que a tensão de impacto possa ser descrita como uma função das geometrias e dos materiais da válvula e do assento, da condição inicial de velocidade da válvula (V) com maior valor aplicado na extremidade, do deslocamento inicial prescrito da ponta da válvula (δ) e de um ângulo de torção (θ); considerando que a palheta pode bater com um aspecto torcido. A Figura 3.5 mostra os parâmetros geométricos.

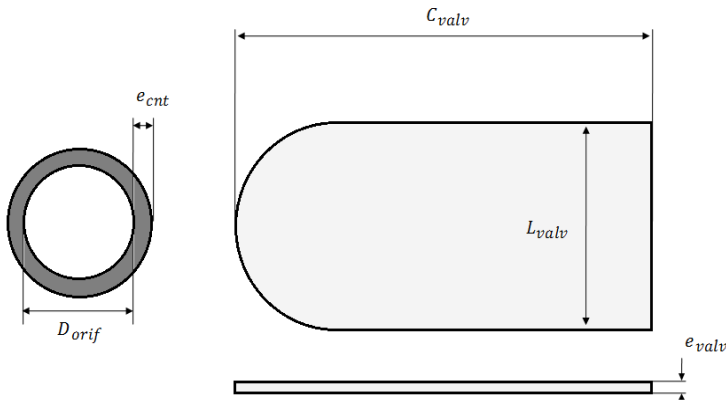


Figura 3.5 - Parâmetros geométricos da válvula e assento

Equacionando esta hipótese, tem-se que a tensão de impacto pode ser dada como sendo:

$$\sigma_{imp} = f \left(\underbrace{C_{valv}, L_{valv}, e_{valv}, D_{orif}, e_{cnt}}_{\text{Geometrias}}, \underbrace{V, \delta, \theta}_{\text{Condições Iniciais}}, \underbrace{E, \nu, \rho, \dots}_{\text{Materiais}} \right) \quad (3.7)$$

Escolhendo a velocidade, densidade do material da válvula e diâmetro do orifício como parâmetros repetitivos, chega-se aos seguintes números adimensionais:

$$\Pi_{IMP} = \frac{\sigma_{imp}}{\rho V^2} \quad (3.8)$$

$$\Pi_v = v \quad (3.9)$$

$$\Pi_{v_A} = v_A \quad (3.10)$$

$$\Pi_{\rho_A} = \frac{\rho_A}{\rho} \quad (3.11)$$

$$\Pi_{E_A} = \frac{E_A}{\rho V^2} \quad (3.12)$$

$$\Pi_V = \frac{E}{\rho V^2} = \sqrt{\frac{E}{\rho V^2}} = \frac{c}{V} \rightarrow \frac{V}{c} \quad (3.13)$$

onde c remeteria à velocidade do som no material, ou da onda de compressão, para um caso unidimensional.

$$\Pi_\delta = \frac{\delta}{D_{orif}} \quad (3.14)$$

$$\Pi_\theta = \theta \quad (3.15)$$

$$\Pi_L = \frac{L_{valv}}{D_{orif}} \quad (3.16)$$

$$\Pi_C = \frac{C_{valv}}{D_{orif}} \quad (3.17)$$

$$\Pi_e = \frac{e_{valv}}{D_{orif}} \quad (3.18)$$

$$\Pi_{e_{cnt}} = \frac{e_{cnt}}{D_{orif}} \quad (3.19)$$

Na situação de válvulas palheta, o número adimensional da tensão de impacto é distinto do exposto em Schuring (1977) e Langhaar (1954), nos quais Π_{IMP} é associado a uma massa e a um comprimento característico ao cubo, que neste estudo em questão, tomaria a forma:

$$\Pi_{IMP} = \frac{\sigma_{imp} D_{orif}^3}{M V^2} \quad (3.20)$$

No entanto, percebe-se que esses parâmetros (M e D_{orif}^3) estão associados, de forma equivalente, a densidade do material da válvula (ρ) nos números adimensionais criados. A tensão adimensional, no presente trabalho, exhibe esta dissociação de um “volume” pelo interesse na construção de grupos adimensionais associados à geometria da válvula.

O parâmetro Π_V é similar ao número de Cauchy, associado a uma razão entre forças compressivas, dadas pelo módulo volumétrico (K), e forças de inércia (ρV^2). Contudo, como pode ser notado, este parâmetro Π_V foi manipulado aplicando-se a raiz quadrada, sendo depois invertido, obtendo-se uma razão semelhante ao número de Mach, comumente adotado na análise de escoamentos compressíveis. Na prática, a velocidade de uma onda de pressão no sólido tridimensional se distingue da situação unidimensional, principalmente pela imposição de uma correção dada pelo coeficiente de Poisson, a fim de considerar as deformações nas demais direções espaciais. Em princípio, Π_V e Π_v poderiam ser combinados de forma a gerar um parâmetro, ainda similar ao número de Mach, contudo mais relacionado com o comportamento dos sólidos. A Tabela 3.1 mostra os diferentes valores da velocidade da onda de pressão em função da formulação do elemento. Apesar disto, o parâmetro Π_V foi mantido para uma maior facilidade na interpretação dos resultados.

Tabela 3.1 – Diferentes fórmulas para velocidade de uma onda de pressão

BARRAS (unidimensionais)	CASCAS	SÓLIDOS
$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$	$c = \sqrt{\frac{E}{(1-\nu^2)\rho}}$	$c = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)\rho}}$

Outro tratamento consiste na junção de Π_{ρ_A} com o inverso de Π_{E_A} , posteriormente aplicando a raiz quadrada, obtendo-se:

$$\Pi_{V_A} = \sqrt{\frac{\Pi_{\rho_A}}{\Pi_{E_A}}} = \sqrt{\frac{\rho_A}{\rho} \frac{\rho V^2}{E_A}} \rightarrow \frac{V}{c_A} \quad (3.21)$$

É importante lembrar que o assento é modelado como um corpo rígido, o que faz com que suas deformações não sejam calculadas neste modelo. Assim a influência que este causa na válvula se traduz unicamente pela introdução de uma força de contato promovida por uma fronteira (geometria) estática no espaço. Esta força, como vista anteriormente, utiliza apenas os valores do material (ν e E) com menor módulo de Young (E), que no caso são do assento. Embora isto torne possível desprezar a razão de densidade encontrada (Π_{ρ_A}), já que a densidade do assento não influencia no cálculo, optou-se por manter este número adimensional, justamente, para promover a associação mostrada na equação (3.21). Por fim, ressalta-se que a substituição do par de materiais, da válvula e do assento, não foi investigada neste trabalho.

3.5 Automatização do Processo

O código LS-DYNA não possui uma interface através da qual diversos tipos de simulações possam ser realizadas de forma acoplada, com possibilidade de se explorar diferentes projetos por meio de uma parametrização do problema. Assim, como a realização de um *DoE* envolve diversas simulações, decidiu-se desenvolver uma interface gráfica, específica para o problema de impacto em válvulas. A linguagem Python 3.2 em conjunto com um programa de pré e pós-processamento do LS-DYNA foram utilizados para este propósito.

O LS-PREPOST é desenvolvido pela empresa **LIVERMORE**, que também desenvolve o LS-DYNA, e é disponibilizado sem cobranças de licença. Neste, uma rotina de comandos para criação de casos é inserida, através de um código escrito em Python 3.2. O LS-PREPOST gera então arquivos de saída, que são usados como entrada no LS-DYNA na realização das simulações.

A execução desses casos também foi automatizada, com a alocação dos resultados sendo feita de forma ordenada. Estes dados são então pós-processados, quando novamente inseridos no LS-PREPOST, gerando-se gráficos e animações para verificação conveniente dos resultados, ao mesmo tempo em que os valores de máxima tensão principal são extraídos para análises estatísticas futuras. Estas, entre outras medidas, tornaram possível a realização do *DoE* deste trabalho.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Inicialmente neste capítulo são mostrados resultados associados à semelhança dimensional, de modo a validar os números adimensionais obtidos. Posteriormente, estimativas do erro numérico e resultados de um *DoE* preliminar, de caráter exploratório, são apresentados e discutidos. Mais adiante, uma análise de sensibilidade é realizada e as soluções numéricas são exploradas, buscando-se entender as causas que levam ao comportamento verificado da sensibilidade dos parâmetros. Por fim, uma correlação para a tensão de impacto é indicada.

4.1 Semelhança Dimensional

A validade dos números adimensionais propostos para descrever o fenômeno do impacto de válvulas foi verificada a partir de duas modificações de um modelo, diga-se padrão.

Primeiramente, apenas a velocidade inicial teve seu valor dobrado e, visando manter a semelhança adimensional, a densidade do material da válvula foi reduzida a um quarto do valor. Esta medida exigiria que a densidade do material do assento fosse também reduzida na mesma proporção. No entanto, isto não é necessário em virtude do tratamento do assento como corpo rígido e pelas características do cálculo das forças de contato, que não incluem a densidade do material do assento.

No segundo caso, a velocidade de impacto é inalterada, mas o modelo apresenta uma escala reduzida de 10:1. Para a realização desta última, deve-se ainda considerar a redução da altura (Π_δ) da pré-tensão inicial da ponta da válvula na mesma proporção. Vale observar que estes números adimensionais não dependem do refino de malha, contudo para o teste de semelhança, estas simulações devem apresentar a mesma densidade de malha.

A Figura 4.1 mostra o gráfico comparativo das tensões adimensionais (Π_{IMP}) obtidas com os três modelos ao longo do tempo adimensional (t^*), dado pela multiplicação do tempo dimensional (t) pela razão entre a velocidade inicial da válvula e o diâmetro do orifício (V/D).

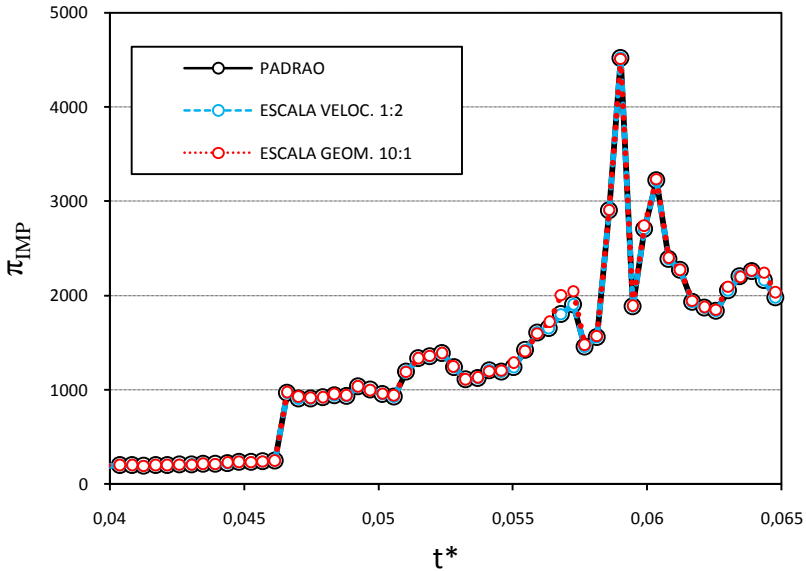


Figura 4.1 - Comprovação da Semelhança Dimensional

A pequena diferença observada entre as curvas se deve a um erro de arredondamento na taxa de aquisição dos resultados. No LS-DYNA, esta taxa é definida por um intervalo de tempo, por exemplo, de 1 ms. Apesar de serem mantidos os mesmos valores dos números adimensionais, a escala de tempo (dimensional) do fenômeno é alterada em cada situação, o que exige que esta taxa seja modificada. Para contornar este problema, o intervalo de tempo crítico, dado pela condição de Courant-Frederick-Levy, é calculado no código escrito em Python. De posse deste valor, define-se um intervalo na forma de um múltiplo do passo de tempo crítico, por exemplo, de 5 em 5 passos de tempo, permitindo assim a comparação adimensional colocada. A Figura 4.2 mostra resultados do campo de tensões para os três modelos em alguns instantes, nos mesmos valores de tempo adimensional.

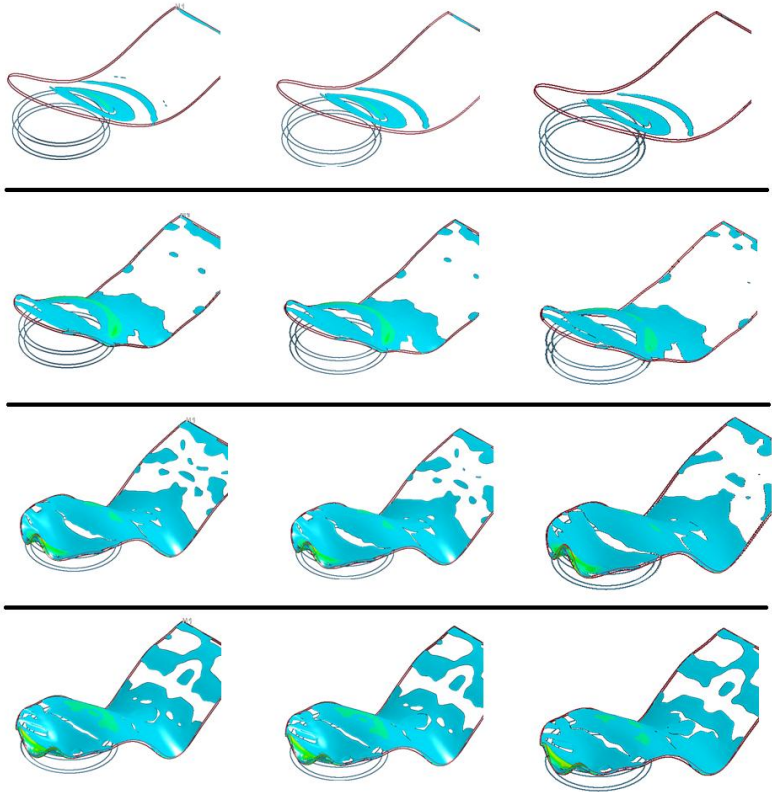


Figura 4.2 - Campo de tensões (máxima principal) nos mesmos instantes adimensionais, com deslocamentos ampliados em 50 vezes

Algumas observações podem ser apontadas a respeito desses números adimensionais obtidos. O termo de tensão (Π_{IMP}) pode ser considerado como uma razão entre um similar ao trabalho interno ou de deformação (σ_{imp}), com uma forma de energia cinética inicial da válvula (ρV^2) por unidade de volume. Esta dissociação com o volume é ocasionada pela investigação dos parâmetros geométricos, aparecendo agora a densidade do material da válvula ao invés de uma massa, como encontrado em Schuring (1977) e Langhaar (1954). Destaca-se também que, se desprezados os demais números adimensionais, ligados à geometria, sendo mantidos os mesmos materiais envolvidos, a tensão de impacto adimensional poderia ser dada por:

$$\frac{\sigma_{imp}}{\rho \cdot V^2} \propto \frac{c}{V} \quad (4.1)$$

Considerando a velocidade unidimensional em barras, a seguinte relação poderia ser obtida:

$$\sigma_{imp} \propto V \cdot \sqrt{\rho \cdot E} \quad (4.2)$$

Isto implica que é possível a determinação da tensão de impacto de uma forma empírica pela introdução de um fator de correção, convenha-se por K_{cor} , na equação acima, para cada par de materiais investigados, tal que:

$$\sigma_{imp} = K_{cor} \cdot V \cdot \sqrt{\rho \cdot E} \quad (4.3)$$

Contudo, do ponto de vista prático, um aspecto positivo desses números adimensionais está associado à possibilidade do desenvolvimento de bancadas experimentais voltadas à análise de impacto em válvulas com tamanho aumentado. Isto permitiria investigar o fenômeno do impacto em válvulas de compressores de modo que os picos de tensão ocorressem em uma escala de tempo mensurável, com possibilidade de se utilizarem, inclusive, transdutores não necessariamente microscópicos. A utilização em paralelo do modelo numérico desenvolvido neste trabalho possibilitaria o conhecimento prévio do aspecto do campo de deformações. Deve ser lembrado que tal semelhança só foi possível pela desconsideração dos efeitos da taxa de deformação no material, pelo tratamento do assento como corpo rígido e pela forma como a penalização do contato é calculada no código LS-DYNA.

Por fim, a utilização dos números adimensionais promove a redução de variáveis para a realização do *DoE* e a generalização dos resultados obtidos, inclusive para situações além da área de compressores.

4.2 Parâmetros de Interesse

Com base em dados típicos de projeto de válvulas (Tabela 4.1), foram definidas faixas de valores para cada um dos parâmetros adimensionais a serem investigados (Tabela 4.2). Conforme pode ser observado, alguns números adimensionais foram mantidos fixos.

Tabela 4.1 - Variáveis Constitutivas

		Valor	Unidade
Válvula	E	210	GPa
	ν	0,3	-
	ρ	7,70E-06	kg/mm ³
Assento	E	135	GPa
	ν	0,27	-
	ρ	6,90E-06	kg/mm ³

Tabela 4.2- Faixa de valores dos Números Adimensionais

	Menor	Média	Maior	Desvio
Π_e	0,02	0,03	0,04	± 33%
Π_L	1,3	1,45	1,6	± 10%
Π_C	3	3,3	3,6	± 9%
Π_{ecnt}	0,06	0,1	0,14	± 40%
Π_V	2,00E-04*	6,00E-04*	1,00E-03*	± 67%
Π_ν	-	0,3	-	-
Π_θ	-	0	-	-
Π_δ	-	0,05	-	-

* valores arredondados

Um *DoE* possuindo 5 parâmetros de entrada (fatores) com três níveis (valores) em cada variável, também denominado 3^k , exige um total 243 (3^5) simulações, considerando todas as combinações possíveis. Devido às limitações com relação ao tempo de simulação e armazenagem dos dados, a realização deste *DoE* completo (*Full Factorial*) ficou impraticável neste trabalho. Desta forma, para a quantificação da influência dos parâmetros de interesse (Π_e , Π_L e Π_C , Π_{ecnt} , Π_V), um total de

96 casos foram simulados. Destes, 81 foram determinados com o uso do esquema D-OPTIMAL, do modeFRONTIER, sendo usados para uma análise preliminar do comportamento do impacto, na forma de um *DoE* exploratório. Triefenbach (2008) indica que os casos fornecidos pelo D-OPTIMAL consistem na melhor distribuição dos projetos, em inglês *designs*, no espaço das variáveis de entrada, considerando a limitação do número de experimentos. Na presente situação, pode-se então dizer que foram tomados 81 casos “bem espalhados”.

Uma verificação foi feita de modo a observar o balanceamento destes *designs* obtido pelo esquema D-OPTIMAL, ou seja, de como estão “espalhados” pela ocorrência dos valores dos números adimensionais (Tabela 4.3).

Tabela 4.3 - Balanceamento do esquema D-OPTIMAL

	Π_e	Π_L	Π_C	Π_{ecnt}	Π_V
Menor	36	33	31	33	33
Média	11	16	21	17	16
Maior	34	32	29	31	32

Na tabela acima, percebe-se uma ocorrência maior dos valores mais extremos de cada variável. Contudo, como o objetivo nesta etapa consistia em uma observação preliminar do comportamento do impacto, este resultado foi considerado satisfatório. Na realidade, não existe garantia que o resultado do D-OPTIMAL seja de fato a solução dita ótima; mas pode-se indicar que estes 81 casos compõem o melhor arranjo encontrado dentro do número limite de 1000 iterações impostas no algoritmo do código modeFRONTIER.

No entanto, mesmo consistindo em um terço do total de casos permitidos (81/243), para ser possível a realização deste *DoE* preliminar exploratório, uma variabilidade do erro numérico teve de ser considerada e introduzida, bem como uma adaptação da taxa de aquisição dos resultados. Estas medidas são melhor elucidadas no sub-capítulo seguinte, voltado as investigações de refino de malha e convergência das soluções numéricas.

4.3 Testes de Refino e Convergência

A fim de validar (numericamente) os resultados obtidos neste trabalho, procedeu-se uma avaliação do erro numérico, considerando as etapas de simulação. Inicialmente, investigou-se a pré-tensão da válvula realizada de forma implícita, pela consideração de um deslocamento prescrito na extremidade livre da válvula. Lembrando que, como a influência de Π_δ não foi de interesse neste trabalho, seu valor foi mantido fixo em todos os casos investigados.

Considerando a válvula como uma viga possuindo secção transversal constante, este problema de deslocamento prescrito em regime permanente apresenta solução analítica simples, dada por:

$$z = \frac{\delta x^2}{2 C^2} \left(3 - \frac{x}{C} \right) \quad (4.4)$$

onde z representa o deslocamento na direção normal ao assento, δ a altura da ponta (prescrita), C o comprimento da válvula e x a distância de um determinado ponto até o engaste (origem).

Considerando oito resultados, definidos pelas combinações possíveis dos níveis extremos, maior e menor valores, entre Π_e , Π_L e Π_C , uma comparação com a equação (4.4) foi realizada. A Figura 4.3 mostra um comparativo da média dos valores dos deslocamentos na direção normal (z), ao longo do comprimento normalizado ($x^* = x/C$) das válvulas. Junto aos pontos são indicados os erros percentuais das médias dos deslocamentos em relação à solução analítica. Fica evidente a boa concordância entre os resultados.

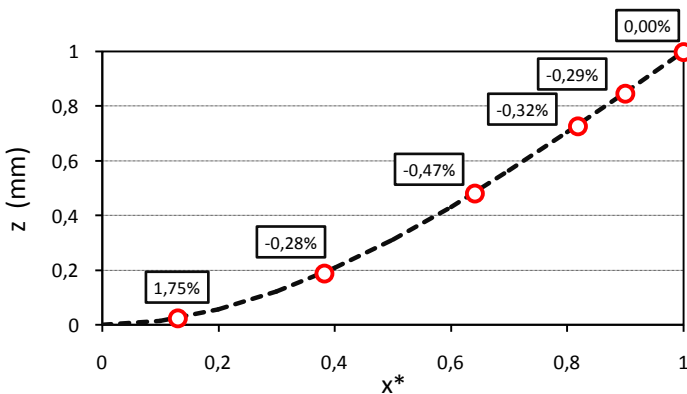


Figura 4.3 - Comparação entre solução analítica e resultados numéricos da fase de pré-tensão

Na etapa explícita, o balanço energético foi observado em cada caso, com o intuito de evitar instabilidades numéricas, como o efeito *Hourglass*, objetivando a qualidade física dos resultados de cada simulação. A Figura 4.4 exemplifica um dos gráficos de balanço de energia adotados neste processo.

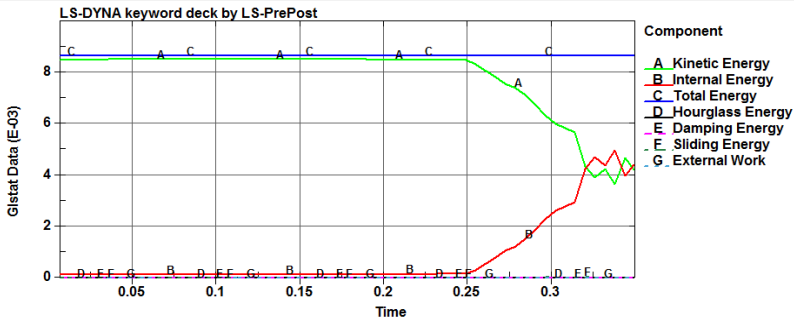


Figura 4.4 – Balanço energético, $e = 0,02$; $L = 1,6$; $C = 3,6$; $ecnt = 0,14$, no médio Π_V

Testes de refino de malha também foram realizados. Um estudo foi feito na fase inicial do trabalho, anterior ao *DoE*, buscando quantificar a influência do número de elementos na espessura da válvula, tamanho do passo de tempo e número de elementos no orifício. Utilizaram-se dimensões intermediárias da faixa de valores investigados. A Figura 4.5 mostra a evolução da máxima tensão principal em função do número de elementos na espessura da válvula, sendo que cada linha representa o número de elementos na espessura do contato.

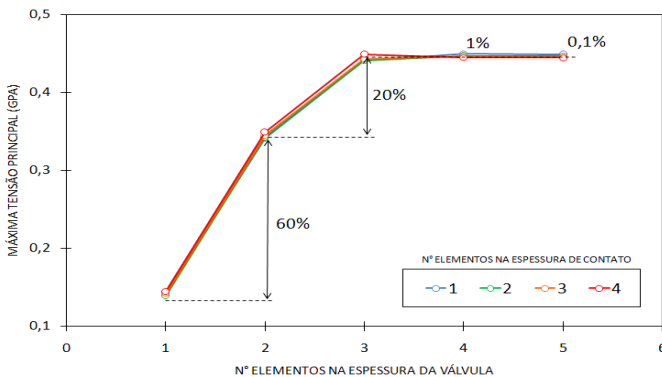


Figura 4.5 - Comportamento da Máxima Tensão Principal com a malha da válvula e do assento

Um detalhe que vale ser ressaltado nestas simulações de impacto realizadas é que a dinâmica da simulação muda dependendo do número de elementos da malha da válvula, conforme ilustrado na Figura 4.6.

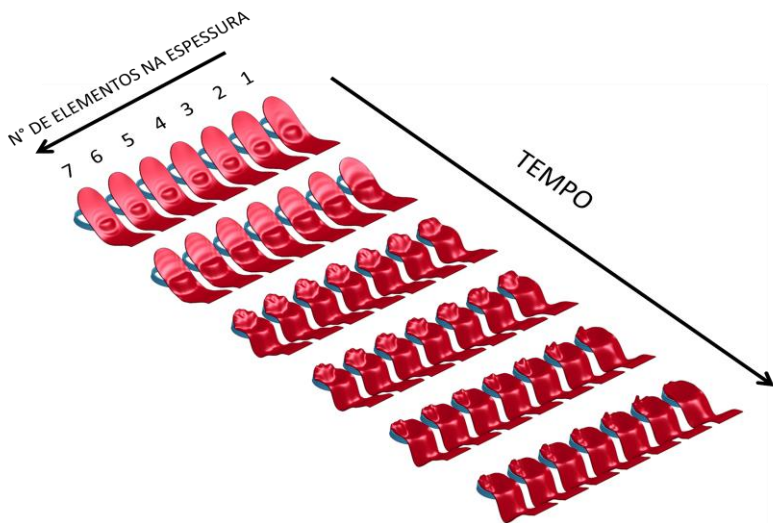


Figura 4.6 - Dinâmica da válvula em função do refino de malha

Assim, cabe ressaltar que, além da magnitude da máxima principal, o tamanho de malha influencia também no comportamento da válvula. A Figura 4.7 ilustra a diferença nos campos de tensões e a Figura 4.8 mostra o aspecto dessas malhas.

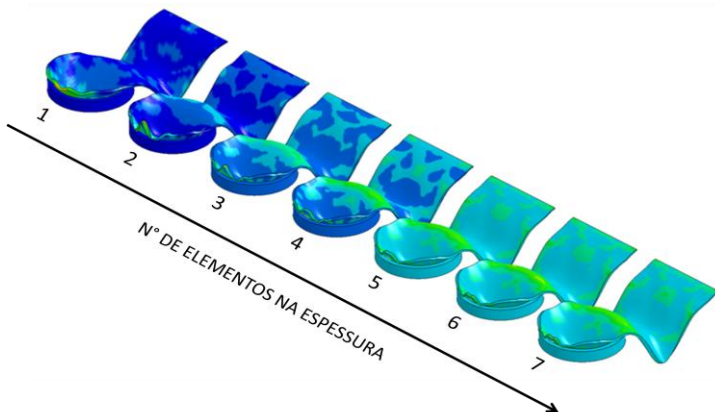


Figura 4.7 - Campo de Tensão Principal em função do refino de malha

O aspecto das malhas utilizadas é exibido na Figura 4.8.

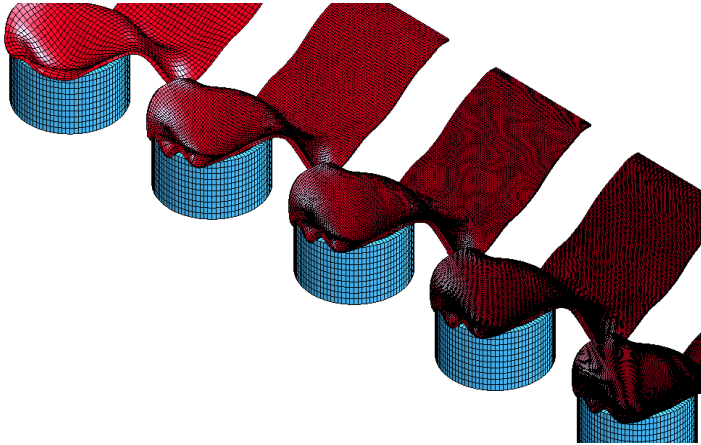


Figura 4.8 - Aspecto das malhas do modelo numérico

Segundo Szuladzinski (2010), a utilização de um fator multiplicativo na ordem de 90% do passo de tempo crítico, dado pela condição de Courant-Frederick-Levy, é tida como suficiente na grande maioria das situações de impacto. Uma exceção é apresentada nos casos que envolvem explosivos ou fragmentação, nos quais a diminuição deste fator é recomendada. Apesar dessas diretrizes, decidiu-se realizar uma investigação do efeito deste fator multiplicativo na malha com 4 elementos na espessura. Os resultados são mostrados na Figura 4.9, ficando evidente que existe uma diferença pequena na escolha desse fator, contudo aparenta ser aplicável a indicação dada por Szuladzinski (2010).

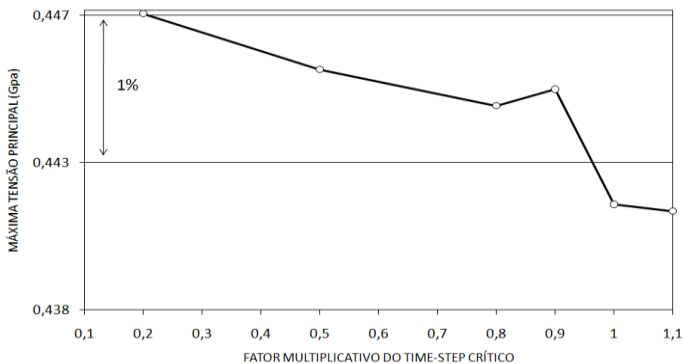


Figura 4.9 - Comportamento da Máxima Tensão Principal com a escolha do fator multiplicativo do intervalo de tempo crítico

Relacionado ainda com a densidade de malha, está também o custo computacional. A Figura 4.10 ilustra o gráfico do tempo de simulação em função do número de elementos da espessura da válvula.

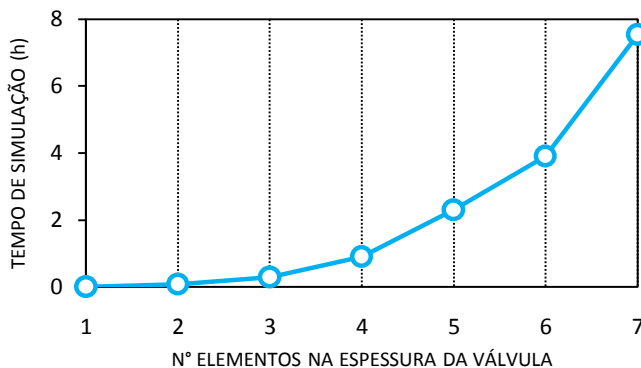


Figura 4.10 - Tempo de Simulação em função do tamanho da malha da válvula

Evidente, que estes resultados mudam dependendo da geometria da válvula, assento, condições iniciais de velocidade, etc. No entanto, esta investigação fornece uma noção preliminar importante dos requisitos do modelo numérico como, por exemplo, o espaçamento dos elementos para prever adequadamente o campo de tensões (densidade de malha). Ressalta-se que, em virtude da forma como as malhas são construídas neste trabalho, a discretização pode ser indicada em termos da dimensão da espessura da válvula, por exemplo, 13 elementos/mm.

No entanto, para tornar possível a realização do *DoE*, a mesma densidade de malha não pôde ser utilizada, sendo que os principais motivos disto estão associados à etapa implícita (de pré-tensão) e ao espaço de armazenagem dos resultados.

A parte implícita necessita de muita memória RAM e consiste em um gargalo computacional com relação ao número de elementos. Assim, constatou-se uma limitação em situações com mais de 750 mil nós, utilizado um Core I7 com 16 GB de memória RAM.

O espaço de armazenagem requerido logicamente cresce com o número de elementos da simulação, mas depende também da taxa de aquisição dos resultados por passo de tempo. Se este processo for realizado a cada passo de tempo, por exemplo, uma simulação com malha refinada pode facilmente passar 500 GB de espaço em disco. A solução encontrada foi de gerar um taxa de aquisição adaptativa, gravando inicialmente os resultados a cada 1000 passos de tempo e então, próximo ao

pico de tensão, passando o registro para 5 passos de tempo. A Figura 4.11 mostra um gráfico do comportamento da tensão principal (GPa) com o tempo (ms), exibindo esta variação da taxa de aquisição.

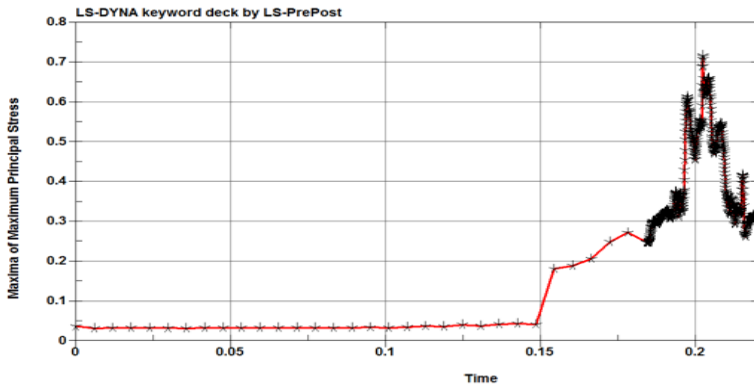


Figura 4.11 - Exemplificação da taxa de aquisição variável

Deve ser notado que a utilização dessa variabilidade da taxa de aquisição exige o conhecimento prévio do comportamento do impacto de cada caso; dos tempos onde ocorrem os picos de tensão. Assim, a determinação desses instantes de mudança da taxa de aquisição foram obtidos através de um *DoE* utilizando malhas grosseiras, com 3 elementos na espessura, onde o tempo de simulação é na ordem de minutos.

Com relação, ainda, a esta taxa de aquisição, é necessário definir um intervalo, no mínimo, suficiente para capturar as particularidades do pico de tensão. A Figura 4.12 exemplifica o extremo de um desses picos, para o qual a aquisição ocorre a cada passo de tempo.

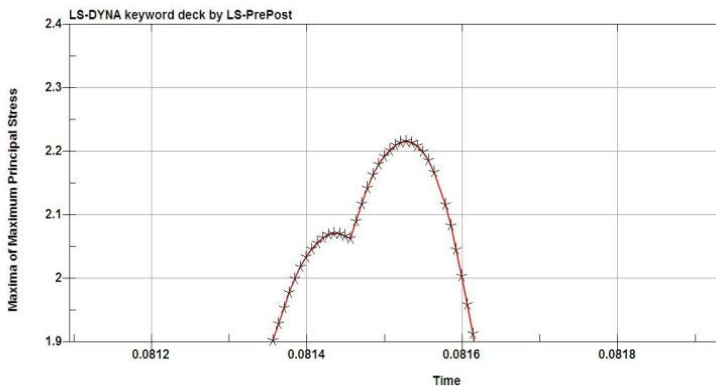


Figura 4.12 – Pico de Tensão em detalhe, exibindo os pontos de aquisição

Vale observar que a estimativa do erro numérico não se altera com diferentes valores da taxa de aquisição. No entanto, o maior valor de tensão registrado pode ser menor do que o valor máximo da simulação. Estima-se que a aquisição a cada 10 passos de tempo é suficiente para que estas diferenças sejam mínimas. Cabe ressaltar que nesta análise realizada neste trabalho, além das magnitudes das tensões, os campos de deformação em cada caso também foram monitorados, o que acaba complementando os resultados e permitindo uma melhor comparação entre os mesmos.

Como a mesma densidade não pôde ser utilizada entre as diferentes simulações, a construção da malha do modelo é ligada à determinação do número de elementos na espessura da válvula. De posse de três valores possíveis de Π_e , mantendo-se um número fixo de elementos nesta espessura, três densidades de malha são obtidas. A Tabela 4.4 mostra o estudo da influência do refino de malha na tensão, para três situações de espessura adimensional da válvula, sendo que cinco elementos por espessura foram utilizados neste trabalho.

Tabela 4.4 - Estudo de refino para as 3 densidades de malha

Nº elem. na espessura	0,02			0,03			0,04		
	Nº Total de Nós	Tensão	Desvio	Nº Total de Nós	Tensão	Desvio	Nº Total de Nós	Tensão	Desvio
1	15872	0,04711	87,4%	11846	0,04838	88,3%	10842	0,05508	92,5%
2	47055	0,2149	42,3%	24936	0,2187	47,2%	19650	0,2726	62,6%
3	117856	0,2664	28,5%	59968	0,2997	27,6%	39088	0,4887	33,0%
4	245156	0,3353	10,0%	114956	0,3396	18,0%	72881	0,5681	22,1%
5	445062	0,3551	4,7%	214194	0,3892	6,0%	125178	0,6822	6,5%
6	732501	0,3726		339892	0,4084	1,4%	200011	0,6913	5,2%
7	1126124	X		508500	0,4142		302364	0,7127	2,3%
8	1641249	X		761256	X		434628	0,7222	1,0%
9	2353596	X		1042866	X		601556	0,7296	
10				1440560	X		809017	X	
11	Limite do LS-PREPOST			1863984	X		1057728	X	
12				2366997	X		1453360	X	

Em cada um dos três valores de espessura adimensional (Π_e) é mostrado o número total de nós, a magnitude da tensão principal (em um instante fixado) e o desvio com relação ao caso mais refinado. As situações identificadas com “X” estão associadas à falta de memória RAM. A região ressaltada em azul corresponde a uma limitação encontrada no LS-PREPOST 3.1, durante a construção de malhas quando o número excedeu 2,4 milhões de nós.

Pode ser observado nesta tabela que, se a mesma densidade de malha da menor espessura fosse usada (em torno de 445 mil nós), o número de nós da malha necessária a análise da mesma geometria, mas com maior espessura, exigiria o dobro desse valor, o que acaba confrontando os limites associados à simulação implícita de pré-tensão.

Ainda com base nos dados da Tabela 4.4, se fosse necessário fixar um valor para o erro numérico, 6% poderia ser utilizando. Contudo, é evidente que este erro varia com os diferentes valores de Π_e . Dessa forma, o ideal ainda seria realizar um teste de refino para cada um dos 96 casos investigados, mas isto ficou inviável de ser procedido dentro do presente trabalho.

Uma alternativa para estimativa do erro numérico é a utilização do critério de Richardson, recomendado em simulações CFD. Este critério se baseia em três resultados numéricos com refino de malha distintos e busca avaliar o quão longe se está de um resultado dito “exato”. Para estimar este valor “exato” (R_0), admite-se que:

$$R_1 - R_0 = \frac{R_2 - R_1}{\left(\frac{h_2}{h_1}\right)^p - 1} \quad (4.5)$$

onde R_1 é o resultado da malha mais refinada disponível, R_2 é o resultado da malha intermediária, h_i está associado ao tamanho do elemento (por exemplo: $e_{valv}/5$) e p é um expoente, dado através da equação:

$$\frac{R_3 - R_2}{R_2 - R_1} - \left(\frac{h_2}{h_1}\right)^p \frac{(h_3/h_2)^p - 1}{(h_2/h_1)^p - 1} = 0 \quad (4.6)$$

O valor de p , no caso do refino realizado neste trabalho, é obtido iterativamente. As Figuras 4.13, 4.14 e 4.15 mostram um comparativo de cada uma das três densidades, da Tabela 4.4, com o exato do critério de Richardson (círculo vermelho). Os rótulos (1, 2 e 3) correspondem aos casos que foram utilizados nas equações acima (R_1 , R_2 , R_3 , h_1 , h_2 e h_3) para a estimativa do valor exato. A intenção destes gráficos consiste em avaliar esta estimativa do valor “exato” do critério de Richardson.

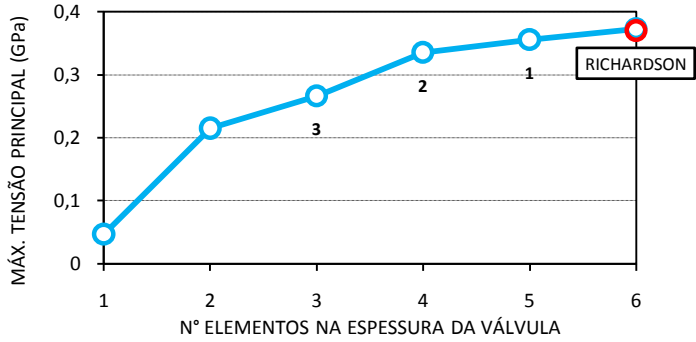


Figura 4.13 - Comparativo da malha em $\Pi_c = 0,02$ com o critério de Richardson

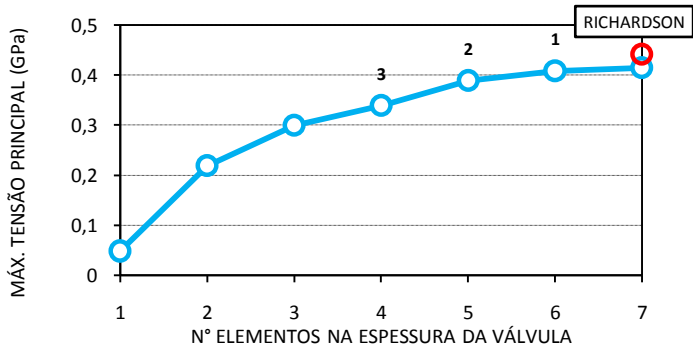


Figura 4.14 - Comparativo da malha em $\Pi_c = 0,03$ com o critério de Richardson

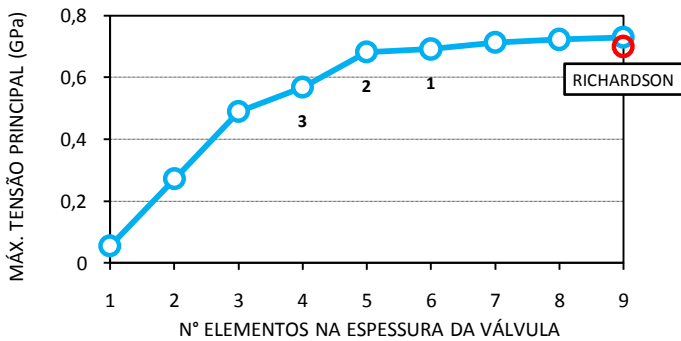


Figura 4.15 - Comparativo da malha em $\Pi_c = 0,04$ com o critério de Richardson

Mesmo se apresentando como um processo menos dispendioso, uma parte dos resultados não pôde ser verificada desta forma alternativa, em vista do tempo total de simulação necessário. No entanto, dos casos verificados, esta mesma tendência do erro numérico, apresentada na Tabela 4.4, foi verificada. Nos casos com menor Π_e , o resultado numérico fica com um valor em torno de 5% menor que a estimativa do critério de Richardson. Este erro aumenta com o aumento da espessura da válvula em torno de 6% e 7%, respectivamente com o aumento de Π_e . Ocorre também uma pequena variação em função dos demais parâmetros geométricos, contudo, a influência maior ainda é relacionada com a espessura da válvula. Isto acaba indicando que, mesmo considerando os diferentes esforços, as malhas utilizadas, de cinco elementos na espessura, aparentemente apresentaram uma discretização adequada, de maneira geral, para as simulações de impacto em válvulas do modelo desenvolvido neste trabalho.

Finalmente, observou-se que o tempo de cada simulação depende principalmente da velocidade com que a válvula colide e da espessura da válvula, esta última relacionada à densidade de malha. Os casos computacionalmente mais dispendiosos são os de menor Π_e e Π_V , com uma média de 18 horas de processamento. Isto ocorre basicamente pelo maior número de elementos da malha e porque a válvula demora mais até efetuar o contato inicial, possuindo, inclusive, uma progressão do contato mais lenta. Estes casos são também os que requerem maiores espaços em disco, por isto foi imposto uma taxa de aquisição maior que nas demais situações. Assim, é possível que nesses casos, os reais valores máximos de tensão possam não ter sido registrados, fazendo com que os resultados da análise de sensibilidade no menor Π_V devam ser vistos com certa reserva. Por outro lado, considerando os níveis baixos de tensão resultantes, estas simulações não necessitam de tanta atenção. Nas demais velocidades, intermediária e alta, o tempo de simulação apresenta uma média em torno de 17 h, para ambas. As 96 simulações de impacto realizadas ocupam mais de 1,2 TB de espaço em disco.

4.4 Análise Preliminar

O comportamento da resposta (Π_{IMP}) com cada fator (Π_e , Π_L , Π_C , Π_{ecnt} , Π_V) é exibido nos gráficos da Figura 4.16, considerando também linhas de tendência lineares em tracejado. Cabe observar que os resultados mostrados estão associados ao maior valor da tensão principal encontrado em cada uma das 81 simulações.

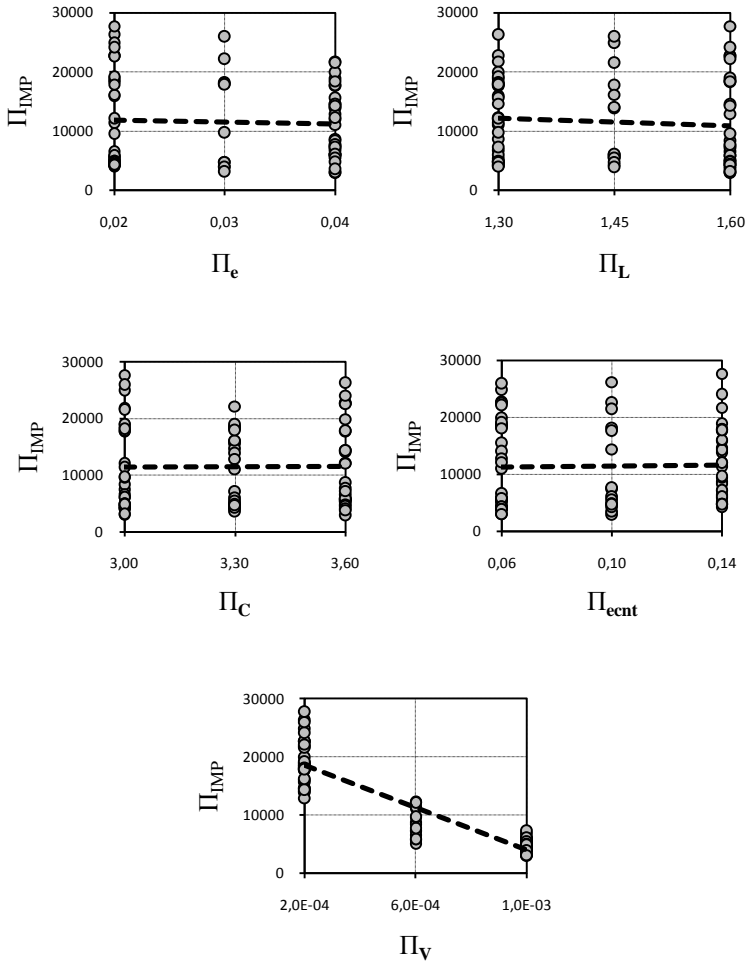


Figura 4.16 - Comportamento de Π_{IMP} em função das variáveis de entrada

Em um primeiro momento, pode ser observado que Π_V é o fator mais influente. De fato, a observação dos demais gráficos leva a crer na dependência praticamente insignificante dos outros números adimensionais. No entanto, uma análise mais adequada pode ser realizada com o histograma dos valores da resposta (Π_{IMP}) da Figura 4.17, categorizados para três níveis de valores de Π_V , elevado (vermelho), médio (verde) e baixo (azul).

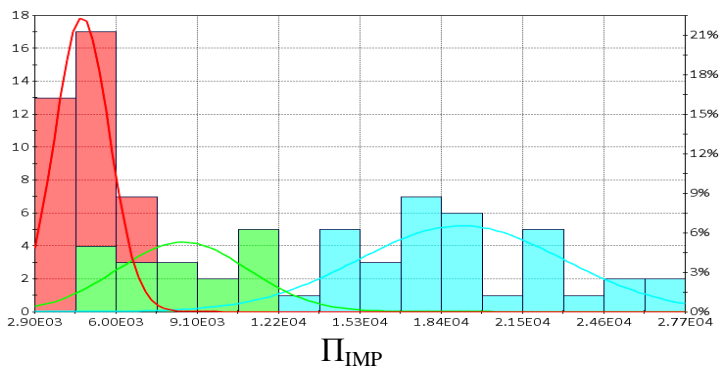


Figura 4.17 - Histograma da Tensão Adimensional gerado no modeFRONTIER

É perceptível que no menor nível de Π_V (em azul), os resultados aparecem mais distribuídos, sugerindo que quanto menor a velocidade, maior a influência de parâmetros geométricos. O contrário também pode ser deduzido do maior nível de Π_V , em vermelho, os quais se apresentam mais concentrados e, assim, com menor influência geométrica.

No entanto, antes de uma conclusão mais generalizada, deve-se também ressaltar a tendência inversa da resposta (Π_{IMP}) com os valores de Π_V . O fato de que menores valores de Π_{IMP} resultarem de maiores valores de Π_V chega a parecer controverso, uma vez que é esperado que quanto maior a velocidade, maior a tensão de impacto. Assim, para uma compreensão mais coerente destes resultados, primeiramente deve-se estar clara a relação entre a tensão adimensional com a máxima tensão principal (dimensional), exibida na Figura 4.18.

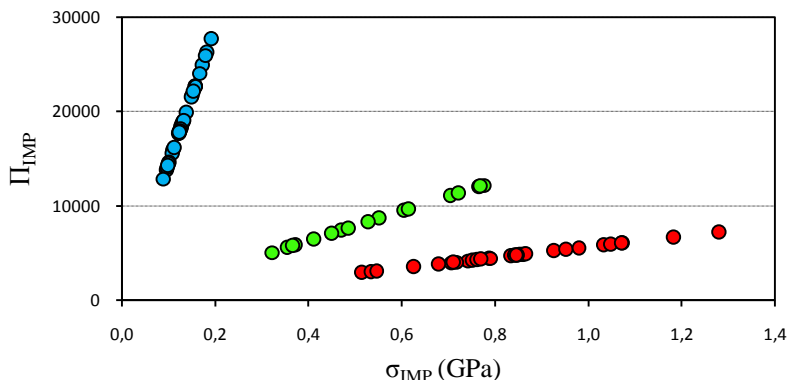


Figura 4.18 - Relação entre a Π_{IMP} e a Máxima Principal (dimensional). Cores associadas aos níveis de Π_V , vermelho (maior), verde (médio), azul (menor)

Neste estudo interpreta-se a tensão adimensional, equação (3.9), como uma razão entre um similar ao trabalho interno ou de deformação (σ_{imp}), com uma forma de energia cinética inicial da válvula (ρV^2).

$$\Pi_{IMP} = \frac{\sigma_{imp}}{\rho V^2} \quad (3.9)$$

Isto então quer dizer que os maiores valores de tensão adimensional não necessariamente correspondem aos maiores níveis de tensão dimensional. No presente caso, a magnitude de Π_{IMP} decresce com o aumento de Π_V porque o estado cinético inicial (ρV^2) aumenta em uma proporção muito maior que o crescimento das tensões. Em outras palavras, a maior sensibilidade em relação à Π_V ocorre porque este parâmetro apresenta uma influência direta no denominador de Π_{IMP} .

Através da Figura 4.18, pode-se também mostrar como não é muito aconselhável avaliar os fatores geométricos da mesma forma que Π_V . Um exemplo disto consiste na comparação de duas situações com mesmos números adimensionais. No nível 5000 de Π_{IMP} , por exemplo, as tensões dimensionais são bastante distintas entre o nível maior (vermelho) e médio (verde) de velocidade, aproximadamente iguais a 800 e 300 MPa respectivamente. Assim, se considerados apenas a tensão adimensional, acaba-se mascarando diferenças como esta.

Por este motivo, propõe-se que uma forma mais coerente de determinar a influência dos parâmetros geométricos seja através de uma análise de sensibilidade restrita a cada nível de Π_V .

4.5 Análise de Sensibilidade dos Parâmetros

O *DoE* realizado previamente teve o intuito de observar o comportamento da tensão de impacto de forma global, dentro dos limites dos valores das variáveis de entrada. Neste sentido, a abordagem foi mais exploratória do que uma análise de sensibilidade propriamente dita.

A determinação da influência dos parâmetros geométricos através do cálculo dos *efeitos principais* e de *interações* basicamente consiste em uma comparação de médias. De acordo com Montgomery (2001) e Box, Hunter e Hunter (2005), a análise de sensibilidade promovida desta maneira exige ainda a avaliação de uma *significância*⁷ das diferenças de

⁷ Em Estatística, um resultado é *significante* se for improvável que tenha ocorrido por acaso, onde esse critério é determinado através de um teste de hipóteses.

médias encontradas. Em outras palavras, isto consiste na determinação de uma probabilidade, de modo a indicar se a mudança do comportamento (médio) da resposta foi gerada pela variação dos parâmetros de entrada ou por incertezas e outras formas de aleatoriedade. Assim, geralmente, a análise de sensibilidade é realizada através de uma *Análise de Variância (ANOVA – Analysis of Variance)*. No entanto, cabe destacar que as simulações numéricas realizadas consistem em abordagens determinísticas, ou seja, as mesmas condições de contorno e iniciais produzem invariavelmente as mesmas respostas e resultados, não havendo a necessidade desta verificação de incertezas advindas de uma fonte de aleatoriedade. Dessa forma, a análise de sensibilidade neste trabalho envolve apenas a quantificação das diferenças de médias, as quais, na terminologia estatística, são chamadas de *efeitos* das variáveis.

Contudo, a não realização dos 243 casos possíveis apresenta implicações consideráveis. A ausência de dois terços de combinações faz com que a determinação desses *efeitos* das variáveis seja imprecisa. Isto porque a omissão de certas combinações faz com que os *efeitos* fiquem misturados, ditos também *confusos*, uma vez que não é possível distinguir ao certo qual das variáveis, ou combinações entre elas, seria associada ao comportamento da resposta. Neste ponto vale definir os conceitos de *efeito principal* e de *interação*.

O que se denomina *efeito principal* consiste na diferença entre médias dos valores da resposta (Π_{IMP}), obtidos de aglomerados de pontos em diferentes níveis de uma variável de entrada. A Figura 4.19 exemplifica este conceito considerando uma variável de entrada (A) de dois níveis.

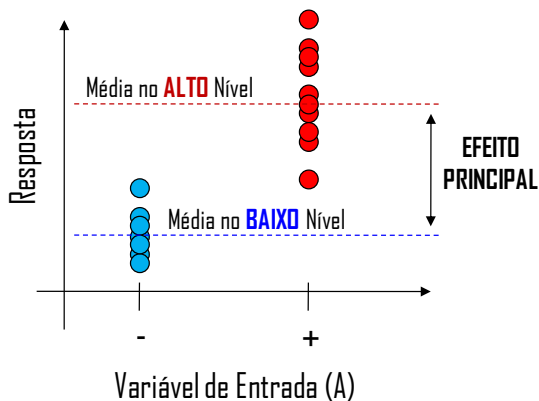


Figura 4.19 - Exemplificação do cálculo do *efeito principal* de uma variável (A)

Os *efeitos de interações* são também diferenças de médias com os mesmos pontos sendo rearranjados de modo a associar diferentes níveis de duas ou mais variáveis envolvidas, contrários e coincidentes. A Figura 4.20 exemplifica, com base no exemplo apresentado anteriormente, uma interação entre duas variáveis (A e B), classificada como sendo uma *interação de primeira ordem*.

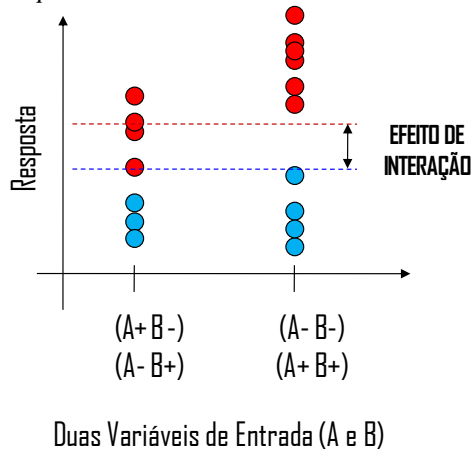


Figura 4.20 - Exemplificação do cálculo do *efeito de interação de primeira ordem* de duas variáveis (A e B)

Demais interações, que envolvem mais fatores, associadas a *maiores ordens*, seguem essa mesma ideia de reorganização dos pontos e diferenças de médias desses aglomerados. Maiores informações podem ser obtidas em Montgomery (2001) e Box, Hunter e Hunter (2005).

A determinação de todos os *efeitos principais* e de *interações* do *DoE*, somente é possível através da realização de um fatorial completo, ou seja, através da simulação envolvendo todas as combinações possíveis das variáveis de entrada. Baseado nos resultados previamente obtidos do esquema D-OPTIMAL e considerando o custo computacional de cada simulação, a alternativa encontrada foi realizar fatoriais completos de dois níveis (2^k) em cada um dos três valores de Π_V . Desta forma, seria necessária a resolução de mais 15 casos, que então tornariam possíveis a quantificação da influência dos parâmetros geométricos de forma apropriada.

Deve-se estar claro neste ponto que Π_V é o parâmetro mais influente no fenômeno do impacto entre os investigados, principalmente, em virtude da característica do denominador de Π_{IMP} . Contudo, vale tam-

bém ressaltar o percentual da variação dos valores de Π_V , a qual é a maior dentre as variáveis investigadas, $\pm 67\%$ em torno do valor médio.

4.5.1 Efeitos nos diferentes níveis de Π_V

Como já mencionado, para quantificar a influência geométrica realizou-se a avaliação dos *efeitos principais* e de *interações* em cada nível de velocidade. A Figura 4.21 mostra todos os *efeitos e interações* possíveis dispostos em ordem crescente do valor absoluto do *efeito*, para o baixo nível de Π_V . As cores azul e vermelha indicam se o *efeito* é negativo ou positivo, respectivamente.

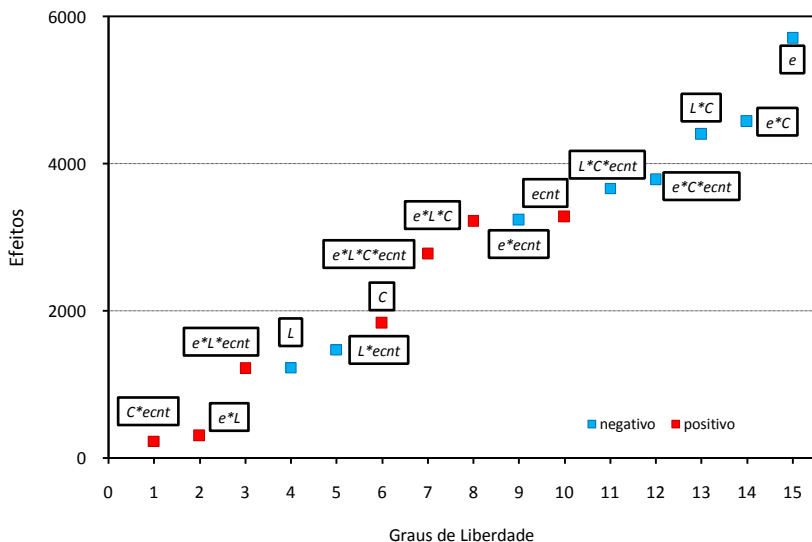


Figura 4.21 - Efeitos no valor de Π_{IMP} para os diferentes *graus de liberdade* do *DoE* de dois níveis (2^k) no baixo nível de Π_V

Como pode ser observado, Π_e (e) é o parâmetro mais expressivo. Assim, um aumento da espessura, dentro da faixa adimensional estabelecida, promove a tendência média de redução em torno de 5700 unidades da resposta. Multiplicando-se pelo denominador da tensão adimensional (ρV^2), chega-se a um equivalente dimensional de 40 MPa, neste nível de Π_V .

A mesma abordagem não pode ser feita para os *efeitos de interações*, pois os mesmos consistem em diferenças entre médias realizadas com outra redistribuição dos pontos. Assim, se um valor negativo (azul) for evidenciado em uma *interação* de 1ª ordem, por exemplo, isto significa que os maiores níveis de tensão adimensional se encontram na contrariedade dos níveis das variáveis envolvidas (+ - e - +) ao invés de nos coincidentes (+ + e - -). Diferentemente dos *efeitos principais*, a interpretação destes exige informações adicionais para uma análise mais esclarecedora.

Os resultados no nível intermediário de Π_V são mostrados na Figura 4.22, ficando perceptíveis duas grandes diferenças com relação aos resultados anteriores, do baixo nível.

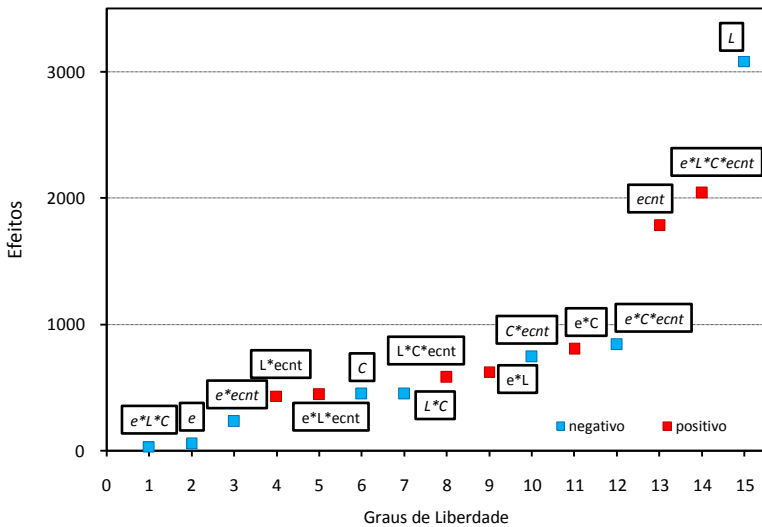


Figura 4.22 - Efeitos no valor de Π_{IMP} para os diferentes *graus de liberdade* do *DoE* de dois níveis (2^k) no médio nível de Π_V

A primeira está relacionada aos parâmetros mais influentes, sendo agora Π_L (L) e Π_{ecnt} ($ecnt$), no lugar de Π_e (e), $\Pi_e \Pi_L \Pi_C \Pi_{ecnt}$ ($e^*L^*C^*ecnt$) ao invés de $\Pi_e \Pi_C$ (e^*C) e $\Pi_L \Pi_C$ (L^*C), etc.

A segunda alteração é associada às magnitudes dos *efeitos*, os quais apresentam agora valores menores do que os encontrados no Π_V anterior. No entanto, quando transformados em valores da tensão dimensional, os resultados deste nível são maiores. O aumento da largura adimensional da válvula apresenta uma diminuição média de 3100 uni-

dades da tensão adimensional, que, para este nível de Π_V , apresenta um equivalente dimensional em torno de 200 MPa. Para Π_{ecnt} é verificada o aumento de 1800 unidades na reposta, o que equivale a 100 MPa com o aumento da espessura do anel do orifício.

Os *efeitos* no maior nível de Π_V são mostrados na Figura 4.23.

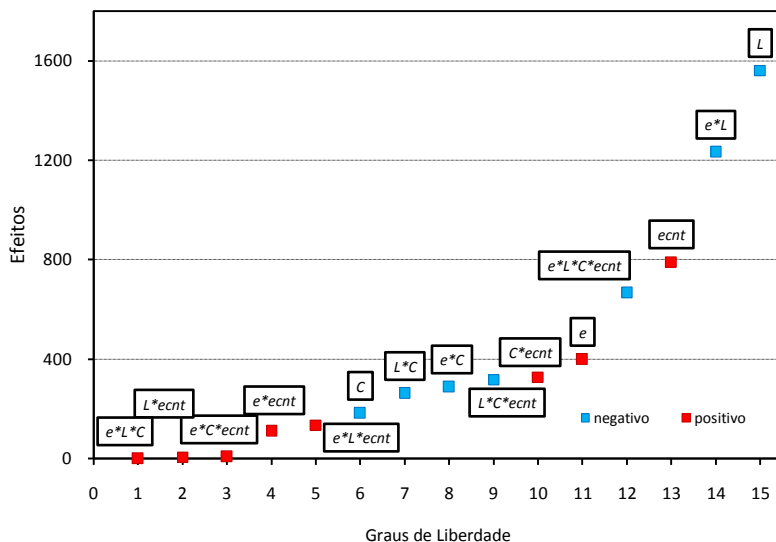


Figura 4.23 - Efeitos no valor de Π_{IMP} para os diferentes *graus de liberdade* do DoE de dois níveis (2^k) no alto nível de Π_V

Assim como para o nível intermediário de Π_V , os *efeitos* Π_L (L) e Π_{ecnt} ($ecnt$) ainda se mostram como as influências *principais* mais significativas. O aumento da largura adimensional da válvula ocasiona uma diminuição média de 1560 unidades da tensão adimensional, que para este nível de Π_V , apresenta um equivalente dimensional em torno de 280 MPa. Para Π_{ecnt} é verificada o aumento de 790 unidades na resposta, o que equivale a 140 MPa com o aumento da espessura do anel do orifício.

Como este nível de Π_V envolve magnitudes elevadas da tensão de impacto (máxima principal), variando entre 500 e 1200 MPa, a *interação* $\Pi_e\Pi_L$ ($e*L$) foi investigada em detalhes. Para isto, ferramentas disponíveis no modeFRONTIER foram utilizadas resultando em um conjunto de gráficos dos *efeitos principais* e das *interações de primeira ordem* (Figura 4.24).

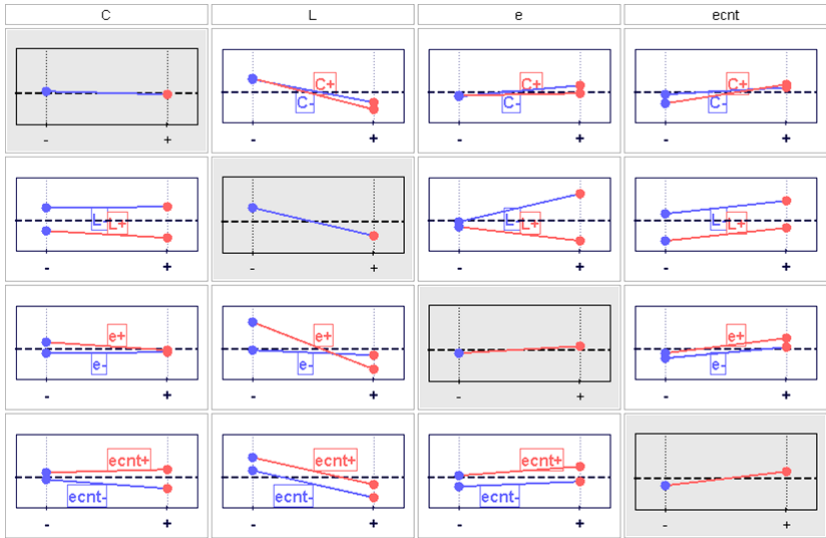


Figura 4.24 - Gráficos dos *efeitos principais* e das *interações* de primeira ordem do maior nível de Π_v , gerados no modeFRONTIER





Nos gráficos da diagonal, de fundo cinza, são mostrados os *efeitos principais* das variáveis. As cores vermelha e azul das linhas retas indicam a tendência de aumentar ou diminuir, respectivamente, a tensão adimensional com o aumento de níveis das variáveis de entrada. Destacam-se as retas associadas a Π_L (L) e Π_{ecnt} ($ecnt$) de maiores inclinações, que consistem nos *efeitos principais* mais expressivos.

Os demais gráficos correspondem às *interações* de primeira ordem e duas retas são apresentadas em cada um. A linha azul consiste na representação do *efeito* fixando-se o menor nível de uma segunda variável. Por outro lado, no caso da linha vermelha, fixa-se o maior valor. A análise destes gráficos consiste em observar a relação entre estas retas.

Ainda, a mesma *interação* é mostrada de duas formas diferentes. Assim, a relação $\Pi_e \Pi_L$ ($e * L$) é mostrada no terceiro gráfico da coluna “L” e no segundo gráfico da coluna “e”. No primeiro, observa-se que o aumento de Π_L apresenta a tendência de diminuir a tensão adimensional, quando o Π_e está tanto no maior, quanto no menor nível. Contudo, este comportamento é mais acentuado quanto maior a espessura adimensional. De modo análogo, esta constatação pode ser observada no segundo gráfico. Quando diante do menor valor de Π_L , um aumento de Π_e promove o aumento da resposta da tensão adimensional; no maior Π_L , ocorre o contrário.

Outra forma de analisar estes valores é através da Tabela 4.5, que mostra os resultados numéricos para este nível de Π_V . Os valores estão dispostos buscando ressaltar a influência de $\Pi_e \Pi_L$. Na penúltima coluna é realçada a magnitude da tensão de impacto (máxima principal) através de barras horizontais.

Tabela 4.5 - Resultados do DoE (2^k) para o maior nível de Π_V

$\pi_e (e)$	$\pi_L (L)$	$\pi_C (C)$	$\pi_V (V)$	$\pi_{ecnt} (ecnt)$	$\sigma_{IMP} (MPa)$	π_{IMP}
0,02	1,3	3	0,001	0,06	 718,0	4044,9
0,02	1,3	3	0,001	0,14	 866,0	4882,2
0,02	1,3	3,6	0,001	0,06	 788,0	4441,7
0,02	1,3	3,6	0,001	0,14	 927,0	5223,4
0,02	1,6	3	0,001	0,06	 791,0	4457,1
0,02	1,6	3	0,001	0,14	 770,0	4338,7
0,02	1,6	3,6	0,001	0,06	 644,0	3630,5
0,02	1,6	3,6	0,001	0,14	 861,0	4851,6
0,04	1,3	3	0,001	0,06	 1180,0	6667,5
0,04	1,3	3	0,001	0,14	 1080,0	6105,4
0,04	1,3	3,6	0,001	0,06	 911,0	5134,3
0,04	1,3	3,6	0,001	0,14	 1280,0	7219,0
0,04	1,6	3	0,001	0,06	 533,0	3005,2
0,04	1,6	3	0,001	0,14	 834,0	4702,4
0,04	1,6	3,6	0,001	0,06	 518,0	2919,9
0,04	1,6	3,6	0,001	0,14	 589,0	3317,5

Atentando aos quatro agrupamentos da Tabela 4.5 percebe-se certa similaridade entre as magnitudes da resposta, indicadas pelas barras horizontais, em cada uma das divisões. É possível então observar o comportamento da *interação* $\Pi_e \Pi_L (e * L)$, discutido anteriormente. O aumento de $\Pi_L (L)$, nos baixos valores $\Pi_e (e)$, apresenta baixa variação das tensões quando comparados com a mesma mudança nos maiores níveis de $\Pi_e (e)$.

Enfim, o cálculo dos *efeitos* se apresenta como uma maneira de quantificar a influência dos parâmetros geométricos com relação à tensão de impacto (máxima principal), dentro das faixas de valores dos números adimensionais investigados.

4.5.2 Esforços no maior Π_V

Apesar do cálculo dos *efeitos principais* e de *interações* indicar quais os parâmetros que mais influenciam no comportamento da tensão de impacto, o mesmo não explica o porquê disto. Para entender o que faz com que um dado parâmetro, ou combinação, aumente ou diminua a tensão de impacto, deve-se voltar aos resultados numéricos buscando as particularidades dos campos de deformações. Na prática, cada simulação consiste em uma solução única, com características próprias. Desta forma, a generalização apresentada neste trabalho, do comportamento das deformações, pode ser encarada como uma noção aproximada do que acontece durante o impacto.

Como os casos críticos, em termos de tensão dimensional, ocorrem no maior nível de Π_V , estes são tidos como de maior interesse. Para analisar estes casos, os resultados do *DoE* de três níveis (3^{k-1}) com alto Π_V , contendo valores intermediários da geometria, foram incluídos. A dispersão da resposta é mostrada no histograma da Figura 4.37, com um total de 35 simulações.

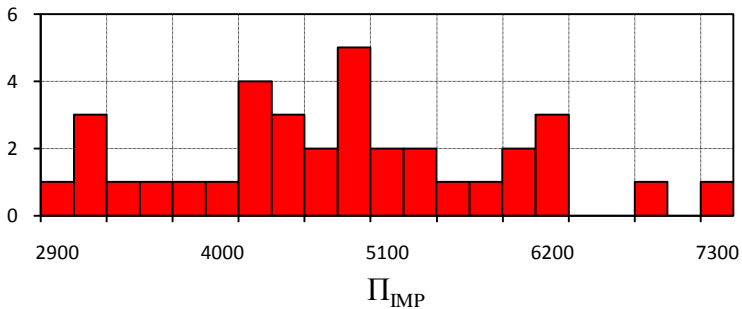


Figura 4.25 - Histograma de Π_{IMP} considerando todos os resultados simulados que foram realizados no alto nível de Π_V

Coincidentemente, foi observado que o comportamento do campo de deformações pode ser associada com cada uma das 4 divisões da Tabela 4.5, enfatizando a *interação* $\Pi_e \Pi_L$ ($e * L$). Observa-se também que o comportamento dos impactos, quando as geometrias apresentam valores intermediários, se assemelham a uma situação de transição entre esses quatro grupamentos propostos.

No primeiro grupo ($e=0,02$ $L=1,3$), o impacto segue praticamente a forma apresentada na Figura 4.26. Após o impacto inicial com a extremidade do assento, ocorre uma progressão do contato semelhante em aspecto, a “*ondas de flexão*” formadas em ambas as laterais da válvula.

À medida que se aproximam da ponta, estas deformações vão adquirindo maior curvatura, até um instante de encontro dessas frentes, culminando no pico de tensão na superfície oposta ao contato com o assento. Paralelamente a isto, ocorre um esforço na parte mais interna da válvula, como se esta “tentasse entrar” no orifício.

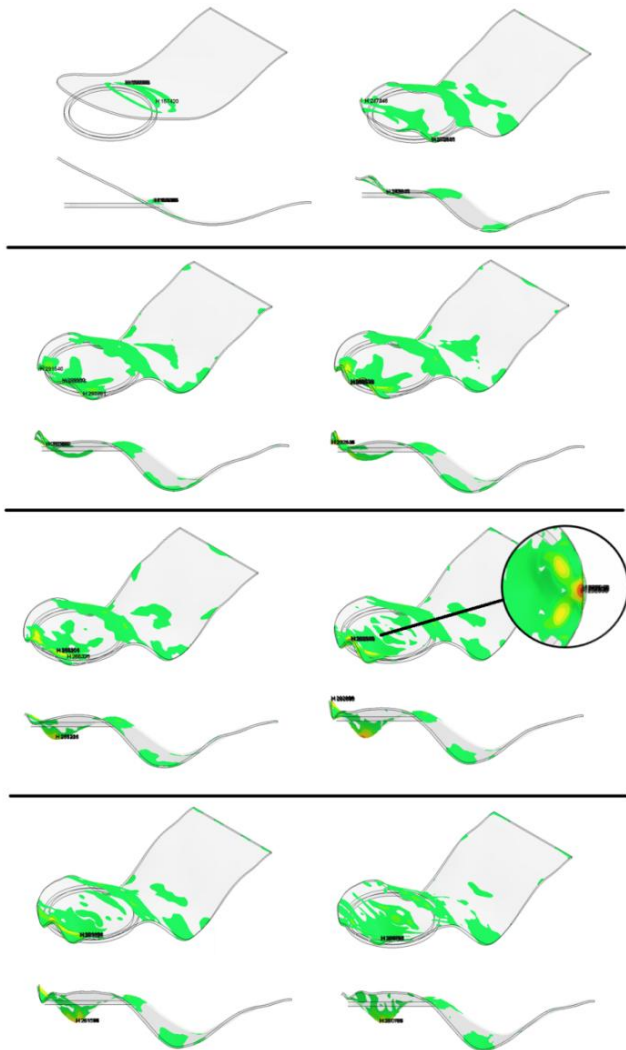


Figura 4.26 – Aspecto do campo de tensões e deformações durante o impacto do primeiro grupo, $e = 0,02$; $L = 1,3$; $C = 3$; $ecnt = 0,06$. Visualização com deslocamentos ampliados em 50 vezes

O segundo grupo ($e=0,02$ $L=1,6$) é mostrado na Figura 4.27.

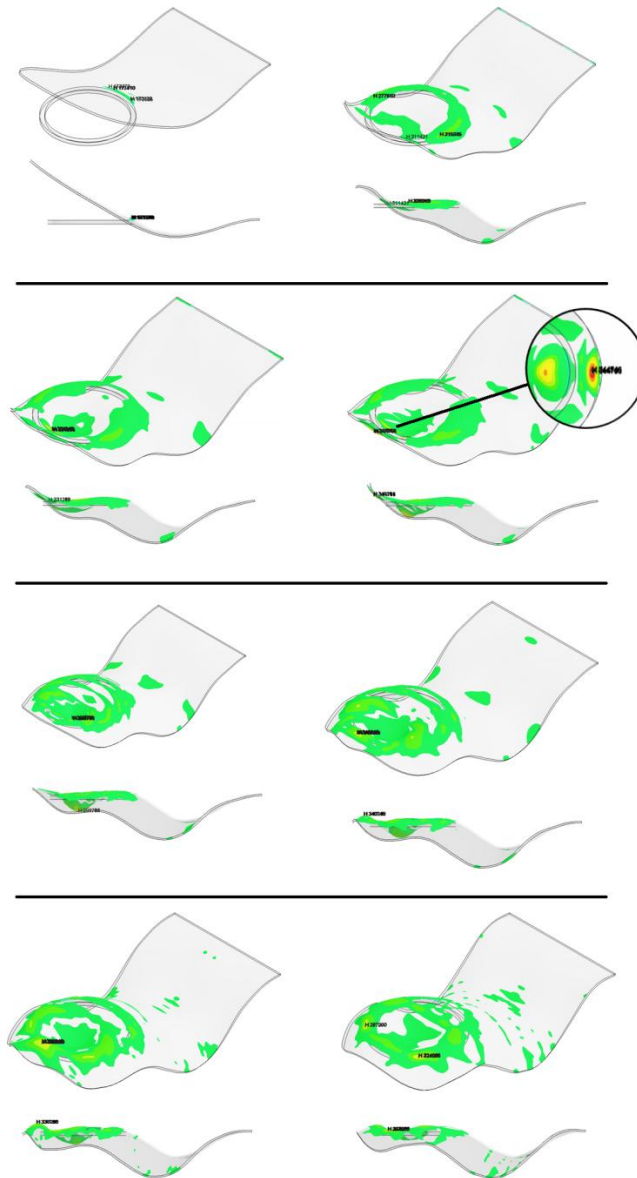


Figura 4.27 - Aspecto do campo de tensões e deformações durante o impacto do segundo grupo, $e = 0,02$; $L = 1,6$; $C = 3$; $ecnt = 0,06$. Visualização com deslocamentos ampliados em 50 vezes

A largura maior faz com que a válvula “envolva” mais o orifício e “tente entrar” menos. É também perceptível que este aumento da largura promove uma atenuação das “ondas de flexão” anteriormente comentadas. No entanto, nestes casos ocorre, ainda, um contato na parte interna do orifício que acaba promovendo uma perturbação adicional nas extremidades da válvula. Este esforço é mostrado em mais detalhes na Figura 4.28, pela visão inferior da válvula.

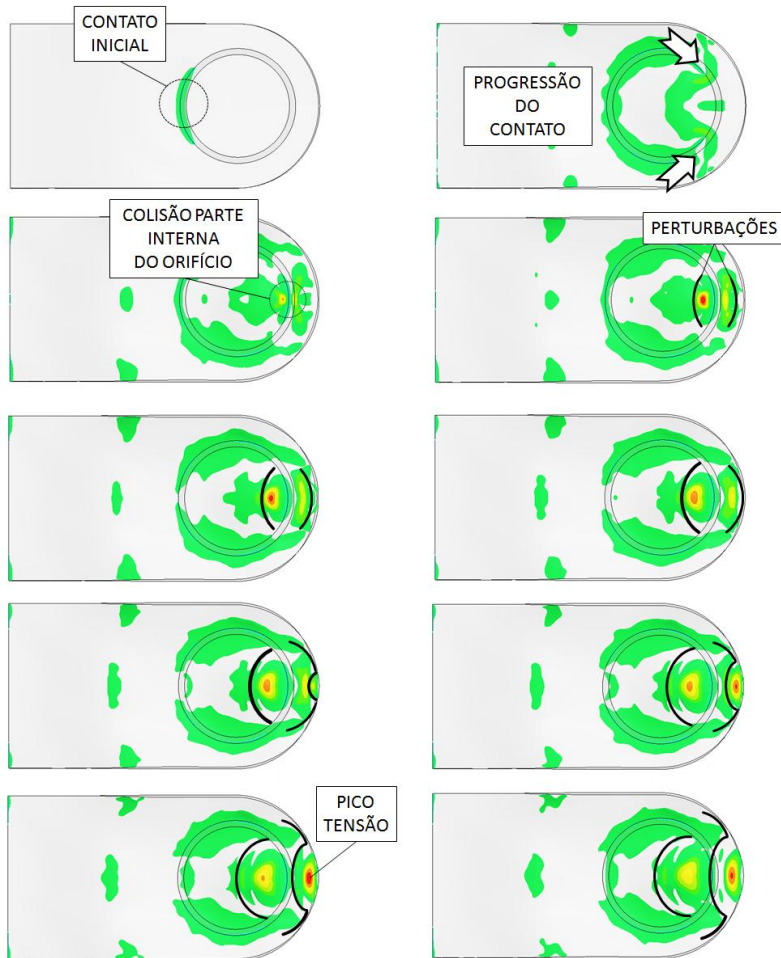


Figura 4.28 - Detalhe da perturbação promovida pela colisão na parte interna do orifício, $e = 0,02$; $L = 1,6$; $C = 3$; $ecnt = 0,06$

O terceiro grupo ($e=0,04$ $L=1,3$) apresenta uma tendência no comportamento do campo de deformações similar ao primeiro grupo mostrado. Contudo, é evidente uma distinção, baseada nos valores de Π_{ecnt} ($ecnt$). Na primeira situação, o pico de tensão ocorre numa espécie de “flexão da ponta” na válvula, como mostra a Figura 4.29.

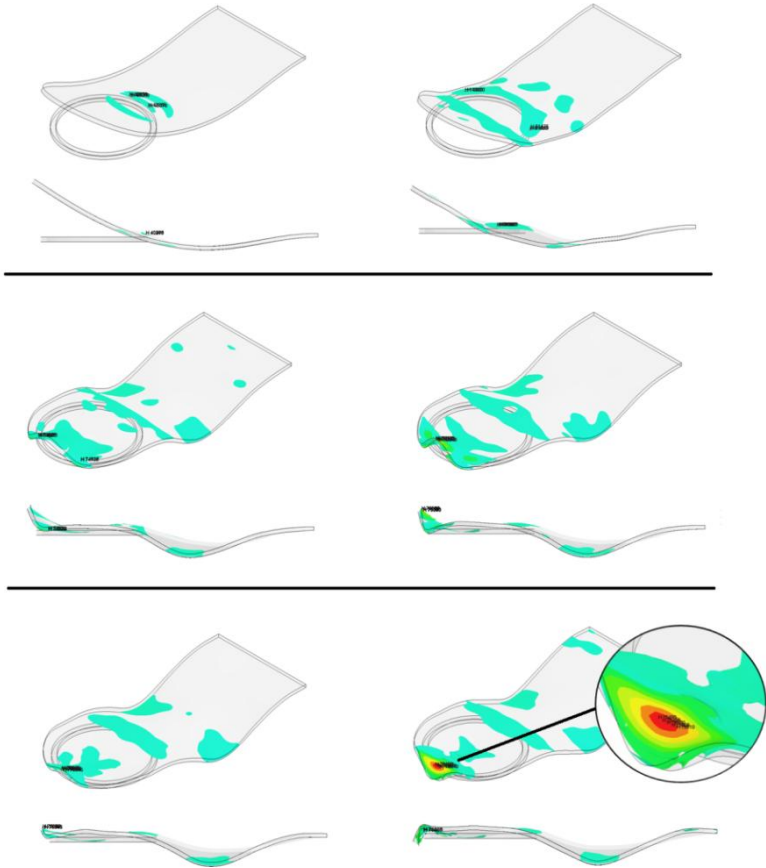


Figura 4.29 - Aspecto do campo de tensões e deformações durante o impacto do terceiro grupo, $e = 0,04$; $L = 1,3$; $C = 3$; $ecnt = 0,06$. Visualização com deslocamentos ampliados em 50 vezes

Quando Π_{ecnt} ($ecnt$) apresenta o nível mais alto, os maiores níveis de tensão são observados mais uma vez ocorrendo no encontro das “ondas de flexão” (Figura 4.30), mas sem a válvula “tentando entrar” no orifício de forma significativa, como na situação anterior.

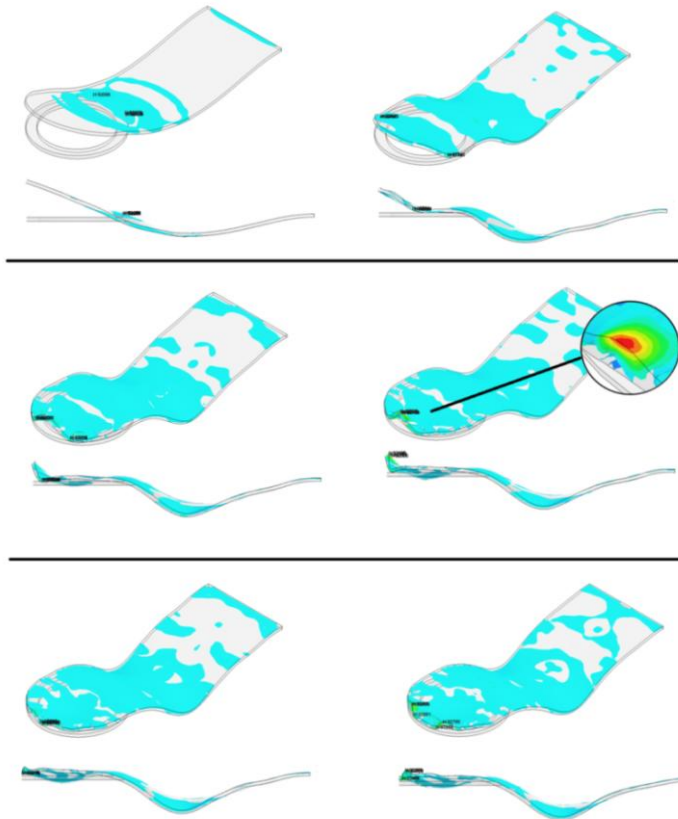


Figura 4.30 - Aspecto do campo de tensões e deformações durante o impacto do terceiro grupo, $e = 0,04$; $L = 1,3$; $C = 3,6$; $ecnt = 0,14$. Visualização com deslocamentos ampliados em 50 vezes

Pela comparação dos impactos vistos até o momento é possível discorrer brevemente sobre a influência individual de Π_e (e) e dos demais parâmetros geométricos. Primeiramente, tendo em vista o aspecto das deformações, basicamente de flexão, era esperado que o aumento único da espessura promovesse uma maior atenuação desses esforços, pelo aumento do momento de inércia. Contudo, deve ser ressaltado que o aumento de Π_e (e), assim como dos parâmetros Π_L (L) e Π_C (C), da válvula, quando sujeita a uma mesma velocidade de impacto, entenda-se pelo mesmo nível de Π_V , ocasiona também um aumento da energia ciné-

tica inicial. O que, em outras palavras, pode ser visto como um maior estado energético no momento anterior ao impacto, representando assim, um maior potencial de deformação da válvula. A Figura 4.31 mostra os gráficos do balanço de energia para duas configurações de válvula e assento similares, distintas apenas pelos valores de Π_e (e). Pode-se perceber que dentro da faixa de valores investigados, a espessura no maior nível apresenta exatamente o dobro do valor do menor. O que implica em uma energia cinética inicial também duas vezes maior, uma vez que ambos os casos estão sujeitos a uma mesma velocidade de impacto.

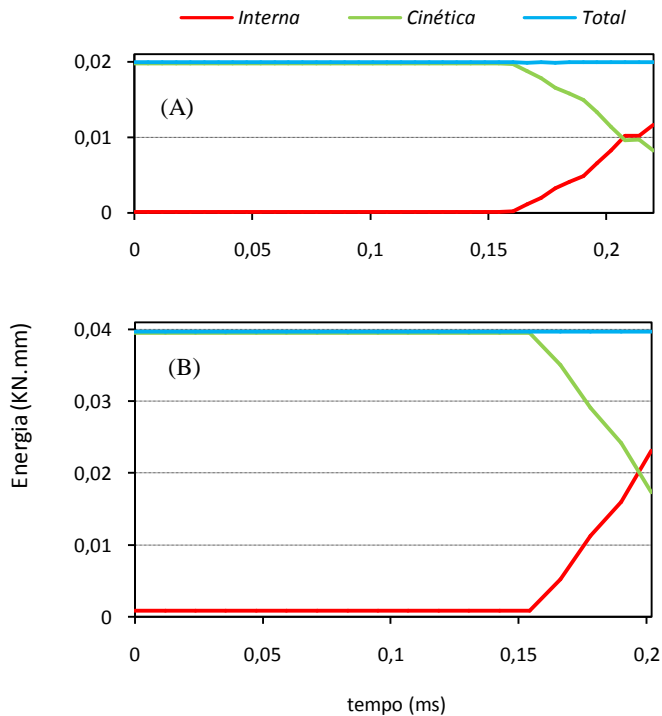


Figura 4.31 – Gráficos do Balanço de Energia de duas válvulas distintas apenas pela espessura adimensional. (A) “ $e = 0,02$; $L = 1,3$; $C = 3,6$; $ecnt = 0,14$ ” e (B) “ $e = 0,04$; $L = 1,3$; $C = 3,6$; $ecnt = 0,14$ ”

Alguns pontos também podem ser levantados com relação à espessura do contato. Um aumento da espessura do anel do orifício pode ser visto como uma barreira maior ao movimento da válvula. Assim, a variação da energia cinética da válvula é mais abrupta nesses casos pela maior área de atuação do contato. Olhando o impacto sob a perspectiva de troca energética, esta restrição ao movimento da válvula, acaba acumulando mais energia na flexão promovida pela progressão do contato. Esta diferença no comportamento pode ser vista no gráfico da Figura 4.32, para uma mesma configuração de válvula colidindo com assentos possuindo dimensões de contato diferentes.

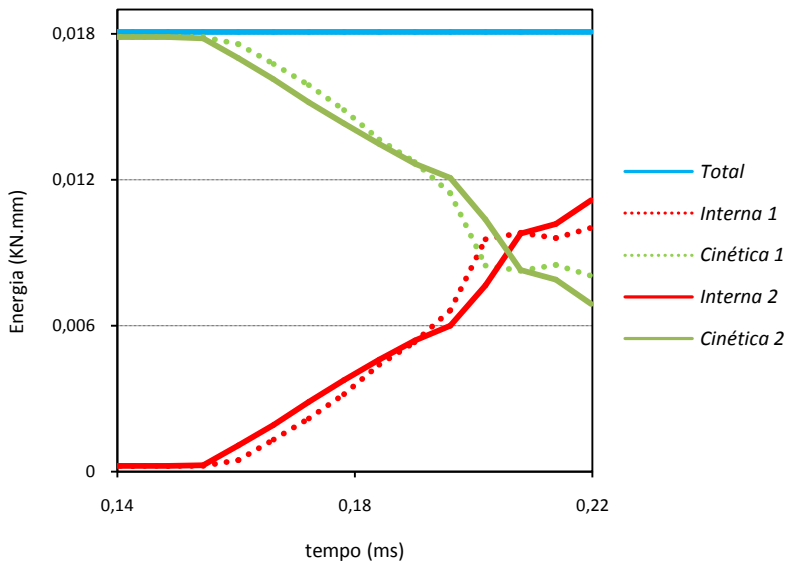


Figura 4.32 - Gráficos do Balanço de Energia para duas válvulas de dimensões similares, $e = 0,02$; $L = 1,3$; $C = 3,3$ com menor espessura do anel do orifício, $ecnt = 0,06$ (1 – pontilhado) e com maior, $ecnt = 0,14$ (2 – linha cheia); sujeitas ao maior nível de Π_v

Por fim, o último grupo ($e=0,04$ $L=1,6$) revela um comportamento como mostrado na Figura 4.33.

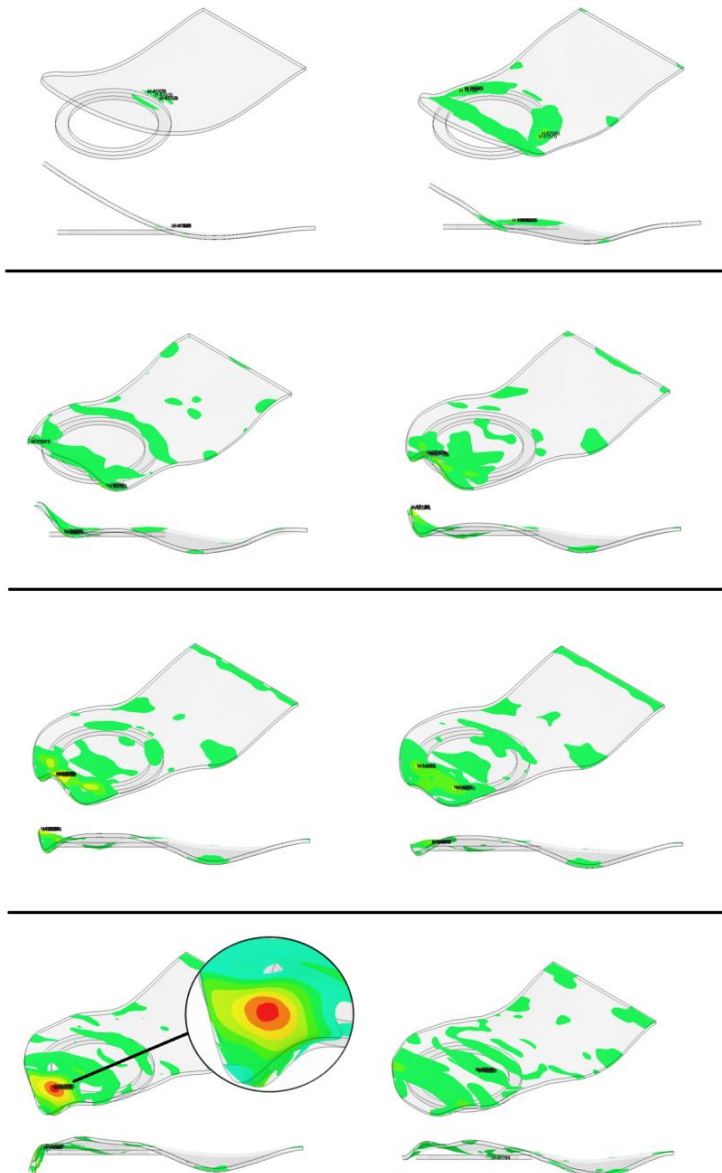


Figura 4.33 - Aspecto do campo de tensões e deformações durante o impacto do quarto grupo, $e = 0,04$; $L = 1,6$; $C = 3$; $ecnt = 0,14$. Visualização com deslocamentos ampliados em 50 vezes

Novamente, o aumento da largura faz com que a válvula “*envolva*” mais o orifício e atenua as “*ondas de flexão*”. No entanto, o aumento da espessura acaba ocasionando uma diferença nestes esforços, com relação ao segundo grupo, principalmente a respeito da inexistência do contato na parte interna do orifício e do surgimento de uma acentuada “*flexão na ponta*”. Estas mudanças dos esforços devido às variações geométricas são tidas como a explicação do porquê de $\Pi_L (L)$, Π_{ecnt} (*ecnt*) e a interação $\Pi_e \Pi_L (e * L)$ serem os parâmetros mais influentes neste nível de Π_V .

Deve ser também lembrado que neste último grupo são encontrados os menores valores de tensão de impacto para este maior nível de Π_V . Desta forma, mesmo estando sujeitas a uma mesma velocidade inicial, as variações geométricas exploradas aqui ocasionam uma redução de até 60% da maior tensão encontrada. Isto jamais seria indicado pela equação (2.1), a qual inclusive aponta que estes impactos deveriam resultar em uma tensão de impacto em torno de 200 MPa. Este valor é bem inferior à média dos valores neste nível de Π_V , sendo menor inclusive que o menor valor encontrado nestas simulações, de 518 MPa.

Deve-se também ressaltar que, devido ao perfil linear de velocidade imposto como condição inicial ao longo do comprimento, a velocidade de impacto da válvula no primeiro contato é inferior àquela utilizada no cálculo anterior com a equação (2.1). Considerando a variação geométrica do comprimento, o valor da velocidade do impacto inicial chega a ser de 50 a 60% do valor da velocidade da ponta. Assim, o valor correto da velocidade de impacto a ser aplicada na equação (2.1), deveria ser praticamente metade do valor adotado para a estimativa da tensão de impacto. Portanto, a estimativa das tensões com a equação (2.1) seria ainda mais imprecisa, caso algum fator de correção não seja de alguma forma determinado. Considerando o exposto, conclui-se que a equação (2.1) não é muito aconselhável para estimativas de tensões de impacto e é inadequada para explicar os mecanismos físicos que possam desencadear a falha de válvulas palheta.

4.5.3 Esforços nos demais níveis de Π_V

A investigação nos demais níveis de Π_V busca proporcionar uma ideia qualitativa sobre a influência deste parâmetro nos campos de deformação da válvula. Os quatro agrupamentos da análise anterior foram usados como guia comparativo dos campos de deformações. Devido à

maior semelhança com os resultados anteriores, primeiro serão discutidos os resultados do nível intermediário de Π_V . A Figura 4.34 mostra o histograma dos valores da tensão adimensional, de um total de 23 simulações.

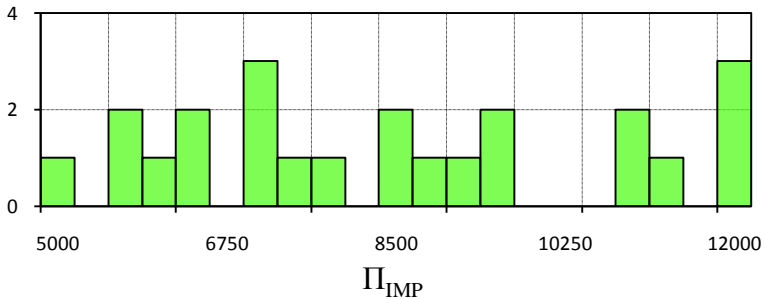


Figura 4.34 - Histograma de Π_{IMP} considerando todos os resultados simulados que foram realizados no médio nível de Π_V

Da mesma partição de grupos realizada no maior nível de Π_V , é possível perceber que cada conjunto permite ainda outras divisões do comportamento, baseados nos níveis de comprimento ou espessura de contato adimensional. De certa forma isto era esperado, uma vez que o efeito da interação $\Pi_e \Pi_L \Pi_C \Pi_{ecnt}$ ($e * L * C * ecnt$) apresenta valores significativos.

No grupo ($e=0,02$ $L=1,3$), o impacto ocorre praticamente de duas formas, de acordo com os níveis de Π_{ecnt} ($ecnt$), sendo semelhante ao terceiro grupo do maior nível de Π_V . Quando Π_{ecnt} ($ecnt$) apresenta o menor valor, a maior tensão principal é verificada na “flexão da ponta”. Isto não ocorria antes, porque a válvula “entrava” no orifício. Diante do maior valor de Π_{ecnt} ($ecnt$), a maior tensão ocorre no encontro das “ondas de flexão”. No entanto, algumas vezes a máxima tensão principal ocorre em uma espécie de “impacto subsequente da ponta”, após o encontro das “ondas de flexão”, em virtude de uma segunda colisão da ponta contra o assento (Figura 4.35).

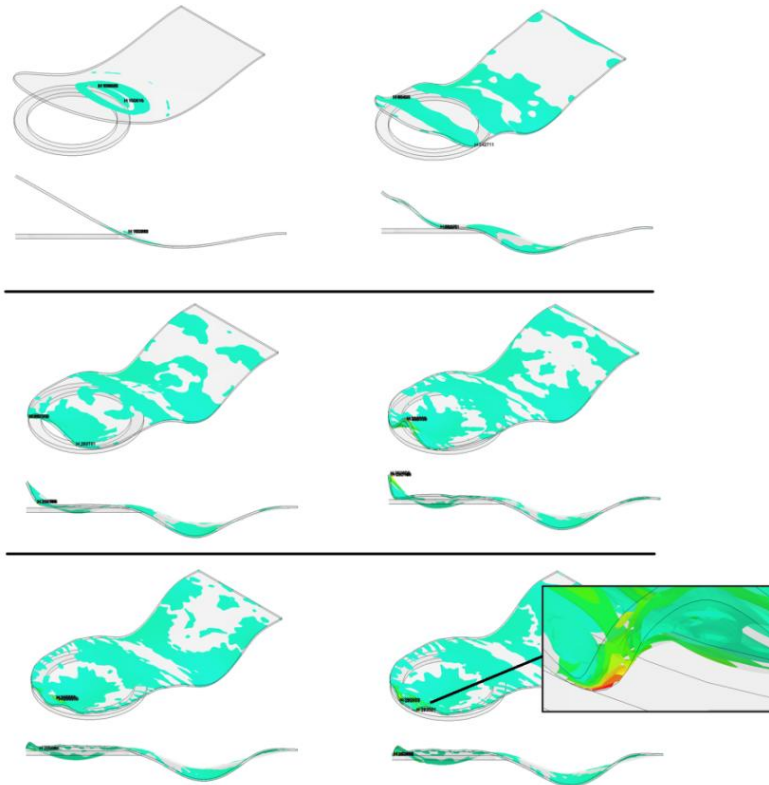


Figura 4.35 - Esforços no primeiro grupo do nível Π_V intermediário, $e = 0,02$; $L = 1,3$; $C = 3$; $ecnt = 0,14$ destacando o “*impacto subsequente da ponta*”

O segundo conjunto, ($e=0,02$ $L=1,6$), apresenta similaridades com o segundo e quarto grupo do maior nível de velocidade. Em algumas situações, geralmente onde $C=3,6$, ocorre o toque com a parte interna do orifício. Contudo a magnitude deste esforço não é tão representativa quanto à “*flexão da ponta*”.

O terceiro grupo ($e=0,04$ $L=1,3$) apresenta uma tendência bastante dependente dos níveis de comprimento e espessura de contato. Nas situações onde a válvula apresenta o maior comprimento adimensional ($C=3,6$), os impactos se assemelham com o primeiro grupo deste nível de velocidade, com as duas divisões baseadas na espessura de contato. No menor comprimento ($C=3,0$), o comportamento segue as deforma-

ções do primeiro grupo do alto nível de Π_V , com o encontro das “ondas de flexão” na borda e o meio da válvula “tentando entrar” no orifício.

Por fim, no último conjunto ($e=0,04$ $L=1,6$), com $C=3,0$, ocorre o toque na parte interna do orifício, similar ao segundo grupo do maior nível de Π_V . No entanto, quando o comprimento possui o maior valor ($C=3,6$), o comportamento se assemelha ao quarto grupo do maior nível de Π_V , apresentando a “flexão na ponta”.

A presente seção tem o objetivo de demonstrar as muitas semelhanças entre os esforços encontrados, mesmo considerando os diferentes níveis de Π_V e as diferentes configurações geométricas de válvula e assento investigadas. Revela-se que foi inclusive por causa destas similaridades verificadas, que os termos em aspas (“ondas de flexão”, “flexão da ponta”, etc.) foram introduzidos buscando promover uma melhor compreensão e assimilação desses resultados. Contudo, esta observação dos diferentes esforços implica que, duas válvulas idênticas colidindo com velocidades distintas, podem apresentar campos de deformação bastante diferentes entre si, mas que possam ser semelhantes a demais configurações em outras velocidades. Esta informação é interessante porque indica que é possível projetar válvulas e assentos que se comportam como se colidissem em velocidades de impacto menores.

Uma questão importante é entender por que isto ocorre. Uma possível explicação está associada aos níveis energéticos envolvidos no impacto. A Figura 4.36 mostra as variações da *Energia Total* onde os extremos, definidos em cada nível de Π_V , estão relacionados aos limites geométricos, da válvula e do assento, explorados. Esta *Energia Total* é definida, no LS-DYNA, pela soma das demais energias, cinética e interna, sendo que em cada simulação realizada, seu valor é constante.

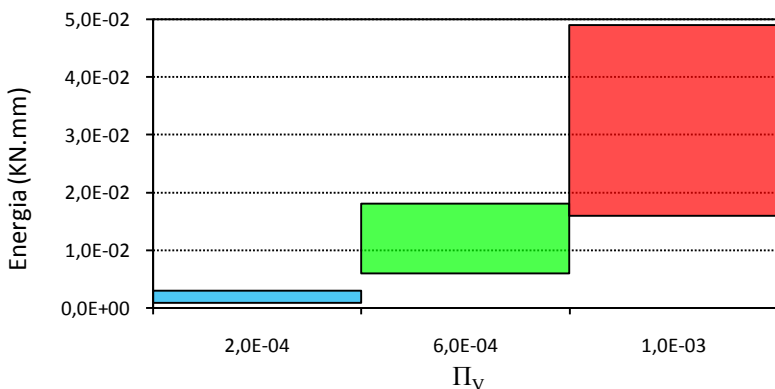


Figura 4.36 - Variação da *Energia Total* com os diferentes níveis de Π_V

A semelhança dos esforços entre os grupos 3 e 4 do nível intermediário de Π_V , com os grupos 1 e 2 do maior Π_V , respectivamente, envolve justamente uma coincidência de nível energético. Contudo, vale observar que outras similaridades são encontradas sem necessariamente apresentarem essa conformidade de energia. Mesmo assim, os resultados do presente estudo sugerem que na ausência de variações geométricas, a quantidade de energia envolvida no impacto é o que define se uma dada válvula irá sofrer “*flexão da ponta*” ou se deformar para dentro do orifício do assento, por exemplo.

A Figura 4.37 mostra o histograma dos valores da tensão adimensional, para o menor valor de π_V , de um total de 38 simulações.

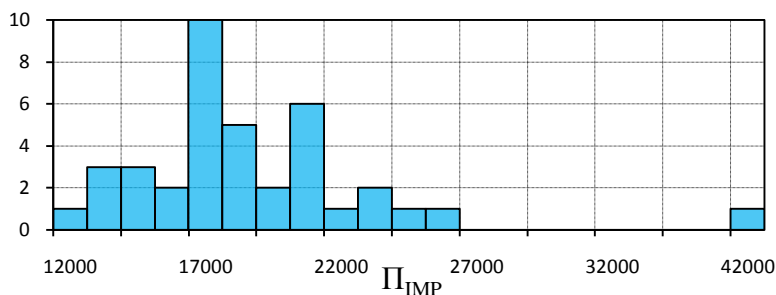


Figura 4.37 - Histograma de Π_{IMP} considerando todos os resultados simulados que foram realizados no baixo nível de Π_V

Os campos de deformações evidenciados neste nível de Π_V são completamente distintos dos outros dois investigados anteriormente. Por isto, os mesmos não são tratados com a divisão em quatro grupos, associados com a *interação* $\Pi_e \Pi_L$. Entretanto, estes impactos podem ser divididos em dois grandes grupos, definidos pela forma como ocorre o contato inicial.

Na primeira situação, que envolve 32 dos 38 casos totais (80%), a região próxima da ponta da válvula realiza o primeiro contato. A progressão então evolui na direção longitudinal da válvula, em sentido de encontro ao engaste. Nestas situações, a região de máxima tensão geralmente ocorre na superfície oposta ao contato, enquanto a válvula “*tenta entrar*” no orifício, como mostra a Figura 4.38.

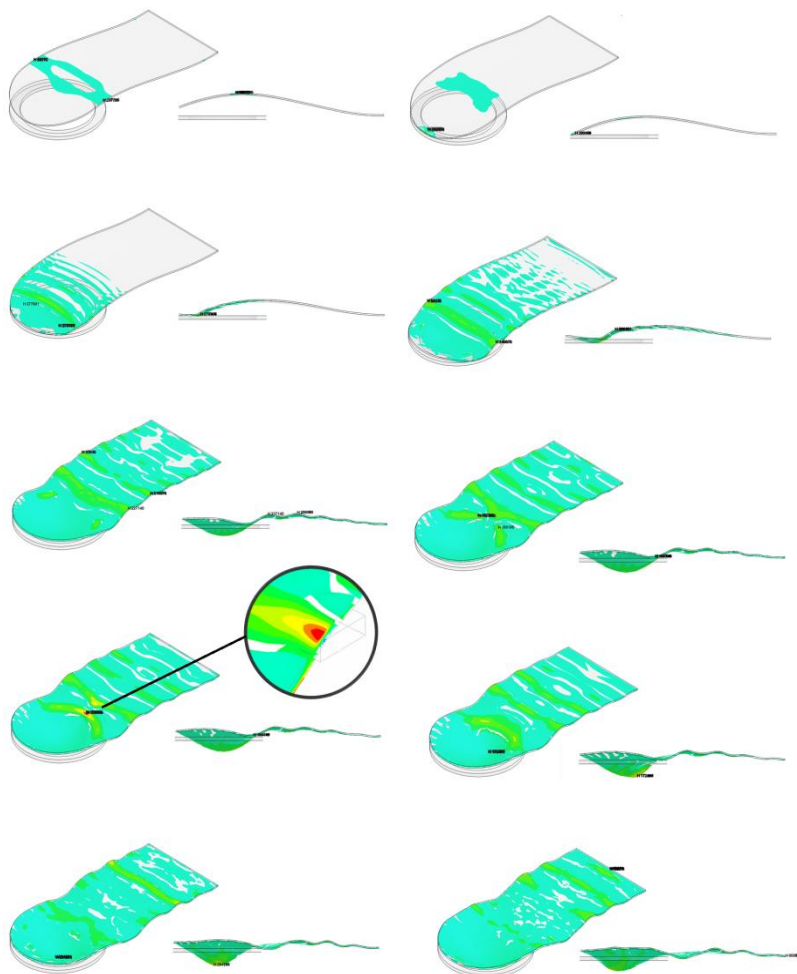


Figura 4.38 – Aspecto do campo de tensões e deformações durante o impacto neste baixo nível de Π_V , $e = 0,02$; $L = 1,3$; $C = 3$; $ecnt = 0,14$. Deslocamentos ampliados em 50 vezes

Na segunda situação, o contato inicial ocorre em um ponto intermediário da válvula, com a progressão também longitudinal, mas agora, no sentido de encontro a ponta. Apenas em seis casos isto ocorre, os quais apresentam a mesma configuração de válvula, em termos de espessura e comprimento adimensional ($e=0,02$ $C=3,6$). Nestes, as ten-

sões encontradas são as mais elevadas deste nível de Π_V . Observa-se que a progressão do contato ocasionada desta forma gera perturbações que vão percorrendo os lados da válvula, gradualmente aumentando em magnitude e atingindo um pico no encontro dessas duas frentes na ponta, assim como no caso das “*ondas de flexão*” previamente definidas. A Figura 4.39 exemplifica este campo de tensões, mostrando alguns destes instantes de um desses casos particulares.

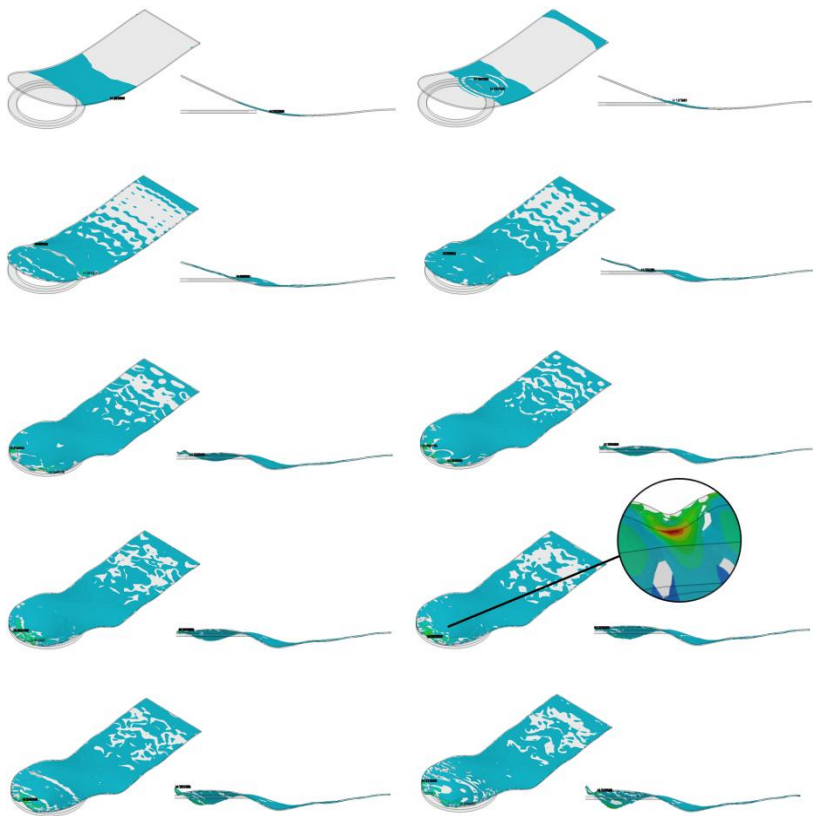


Figura 4.39 - Aspecto do campo de tensões e deformações durante o impacto neste baixo nível de Π_V , $e = 0,02$; $L = 1,3$; $C = 3,6$; $ecnt = 0,14$. Deslocamentos ampliados em 50 vezes

Apesar da baixa magnitude das tensões envolvidas, estes impactos mostram uma diferença significativa entre os valores das tensões

devido à alteração na forma como a válvula bate contra o assento. Com base nos valores mais extremos da resposta, este comportamento praticamente triplica o valor da tensão de impacto. É interessante verificar, também, o comparativo das energias cinética, interna e *Total*, para uma mesma geometria de válvula e assento, nos três diferentes níveis de Π_V , como mostra a Figura 4.40.

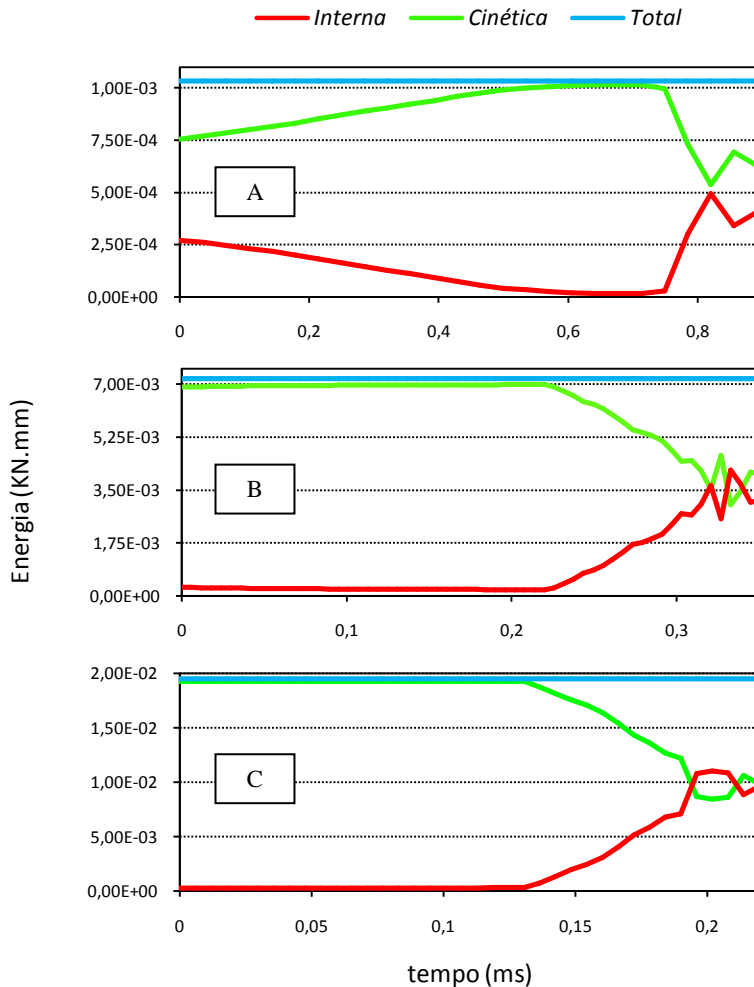


Figura 4.40 – Gráficos de Balanços de Energia para uma mesma configuração de válvula e assento, $e = 0,02$; $L = 1,6$; $C = 3$; $ecnt = 0,14$, no baixo (A), médio (B) e alto (C) níveis de Π_V

Como pode ser observado nos gráficos da Figura 4.40, quanto menor Π_V , maior a inclinação das energias cinética e interna, durante instantes anteriores ao contato. Isto implica que o impacto também deve ser bastante influenciado pela condição de pré-tensão da válvula e isto talvez explique a maior relevância das variáveis Π_C (C) e Π_e (e), nos baixos níveis de Π_V . Por exemplo, verifica-se para a menor velocidade que quanto maior Π_C (C), menor é a variação das energias devido ao menor momento acumulado no engaste, associado com a imposição de deslocamento prescrito na ponta. O momento fletor também varia bastante de acordo com de Π_e (e), devido às características da secção transversal. Lembrando que, para uma secção retangular, o momento de inércia (I_y), usando as dimensões da válvula, seria dado por:

$$I_y = \frac{L_{valv} e_{valv}^3}{12} \quad (4.7)$$

A influência do comprimento pode estar ainda associada à condição de velocidade inicial, uma vez que esta consiste em uma distribuição linear variando de um valor máximo, na ponta, até o valor nulo, no engaste. Assim, este gradiente de velocidade é diferente em cada valor de Π_C . É possível que as simulações com menor o Π_V apresentem maior sensibilidade pela imposição deste perfil de velocidade inicial. Outro motivo também pode estar relacionado à mudança de inclinação da válvula durante o contato inicial, em função do comprimento. De fato, é evidente que muitas investigações ainda podem ser feitas buscando identificar a influência dos parâmetros geométricos no impacto de válvulas.

Considerando ainda os casos de baixa velocidade, é interessante relatar que a ocorrência desta “*inclinação da ponta*”, ou seja, do contato inicial na extremidade da válvula, talvez não seja verificada na prática. Ballmann (2010) realizou medições de velocidade em alguns pontos da válvula, tomadas de um compressor em operação, os quais indicam uma progressão do contato de encontro à extremidade livre da válvula. Desta forma, acredita-se que esta diferença, na forma como o impacto ocorre no menor nível de Π_V , seja particular da modelagem numérica empregada. Isto, então, indica a necessidade de uma diminuição do deslocamento prescrito da ponta da válvula nesses casos. Contudo, como a influência do parâmetro Π_δ não foi visada neste trabalho, tal modificação não foi realizada. Deve ser lembrando que nos níveis mais críticos da tensão de impacto (casos de maior Π_V), esta influência da pré-tensão parece ser bastante reduzida.

4.6 Máxima Tensão Principal e a Falha por Fadiga

Tendo em vista os diferentes aspectos dos campos de deformação, torna-se oportuno discutir a relação entre a tensão de impacto, definida neste trabalho pela máxima principal, com as características da falha por fadiga.

Deve ser notado, que o fato da maior tensão nem sempre ocorrer em um mesmo ponto da válvula, consiste em uma limitação do uso da máxima principal como critério para efeito de comparação dos resultados. Isto porque, não se sabe precisamente o quanto se está aumentando, ou reduzindo, a magnitude da tensão em uma determinada posição fixa da válvula. No entanto, o uso da máxima tensão principal, pode ser visto como sendo uma análise mais global do impacto. Os *efeitos* calculados anteriormente revelam então a tendência de reduzir, ou aumentar, o maior esforço encontrado na válvula durante o contato, o que, de certa forma, também é válido para indicar a influência dos parâmetros investigados com relação ao impacto.

É possível também realizar uma comparação destes *efeitos* com os resultados de Dusil e Johnston (1980). A influência benéfica do aumento da largura, ou afastamento da ponta, também foi verificada, embora Dusil e Johnston (1980) atribuam essa característica unicamente à capacidade de amortecimento do material. Os autores indicam também uma melhoria com o aumento da área de contato, que, no entanto, não foi verificada no presente estudo, apresentando na realidade um comportamento justamente contrário. Contudo, os relatos do aspecto radial de falhas pode aparentemente ser explicado, inclusive na superfície oposta ao contato, através de alguns esforços como o encontro das “*ondas de flexão*” e o “*impacto subsequente da ponta*”, por exemplo. Talvez, em virtude dessa característica radial das trincas verificadas, esses esforços e os *efeitos*, de modo geral, sejam semelhantes para várias configurações e desenhos de válvulas do tipo palheta.

Sob a perspectiva de confiabilidade, em vista das publicações mais recentes, é visível que os processos de fabricação apresentam uma influência significativa na falha por fadiga de impacto. A direção de rolagem, o tratamento superficial e o arredondamento das bordas, talvez sejam os mais expressivos. No entanto, cabe mencionar Svenzon (1976) que relata sobre a coincidência da região de falha com a parte do espécime que faz o último contato com o assento, através de testes de vida acelerada; e de Ballmann (2010) que indica os diferentes pontos de contato de uma válvula, sendo, então, permitido associar a origem da falha com a progressão do contato.

Vale observar que esta consideração do avanço do contato consiste em uma ideia semelhante à obliquidade do impacto, embora um pouco diferente conceitualmente. Considerando estas noções de impacto oblíquo, Böswirth (1980) argumenta da existência de um ângulo crítico no qual ocorreria uma *Concentração Dinâmica de Tensões*, que então explicaria a falha em válvulas do tipo disco. No presente trabalho o ângulo de contato não foi investigado, mas verifica-se que o efeito indicado por Böswirth (1980) não aparenta ser o único fator possível a principiar a falha em válvulas do tipo palheta. Ainda, nas investigações sobre válvulas palheta (ou espécimes), a noção de obliquidade é aparentemente vinculada exclusivamente aos esforços torcionais ou deformações adicionais da válvula. Por exemplo, Nilsson *et al.* (1980) indica um impacto colinear quando seu modelo era inicializado com o primeiro modo de uma viga; uma condição que, na realidade, é muito similar a de pré-tensão empregada neste trabalho. O *efeito chicote*, definido pelos mesmos autores como o incitador da falha, foi verificado somente a partir da inicialização do espécime no 2º modo de deformação de uma viga. Em outras palavras, os níveis de tensão que explicariam a falha só ocorriam com uma nova deformação da válvula, que aí sim, introduzia a obliquidade do impacto.

Contudo, dos resultados encontrados, percebe-se que todos os impactos se mostraram oblíquos, mas nem todos apresentam as mesmas consequências, a nível de tensões e esforços gerados na válvula. Assim, acredita-se ser válido promover esta distinção entre obliquidade e progressão do contato, uma vez que, a resposta do impacto se deve em função do contato inicial e de como este se desenvolve ao longo da geometria da válvula, considerando ainda um determinado nível de Π_V . Dessa forma, sugere-se que o vínculo da falha com essa ideia de progressão do contato e dos esforços gerados na válvula seja mais correta que vincular a falha simplesmente com a obliquidade do impacto. A partir desta ideia associada ao avanço do contato, vislumbra-se a possibilidade da concepção de novas geometrias de válvula e assento, as quais buscariam promover mudanças nos esforços, através de uma espécie de gerenciamento do contato.

4.7 Correlação para a Tensão de Impacto

Considerando os números adimensionais e os 96 resultados obtidos das simulações, gerou-se uma correlação para estimativa da tensão de impacto na geometria investigada com o emprego do software

EUREQA. Um peso maior foi dado aos valores associados com o maior nível de Π_V , tidos como mais relevantes devido às magnitudes das tensões de impacto verificadas. A tensão adimensional pode, então, ser dada por:

$$F_1 = \Pi_e \Pi_{ecnt} + \Pi_e \Pi_V^{-0,1614} - \Pi_e \Pi_L - 1,647 \Pi_e \quad (4.8)$$

$$F_2 = 2,51 \Pi_V + 1,647 \Pi_e^2 \Pi_V^{-0,1614} - 4,901 \Pi_e^2 \quad (4.9)$$

$$\Pi_{IMP} = 1976 \Pi_L^2 + 1000 \frac{F_1}{F_2} \quad (4.10)$$

A Figura 4.41 mostra uma comparação entre os resultados das simulações, da correlação (4.10) e da equação (2.1). Os erros, absoluto e relativo (percentuais) da correlação, são mostrados na Figura 4.42 e Figura 4.43, respectivamente.

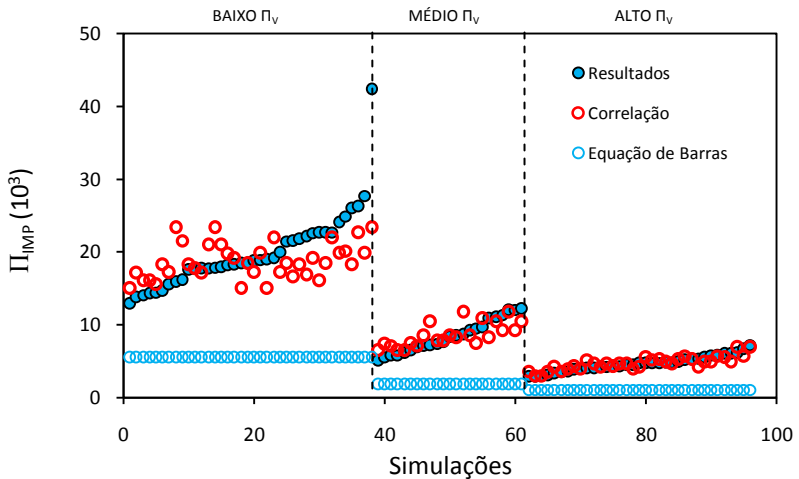


Figura 4.41 - Comparação entre os resultados numéricos, as estimativas da correlação proposta e a fórmula unidimensional de barras

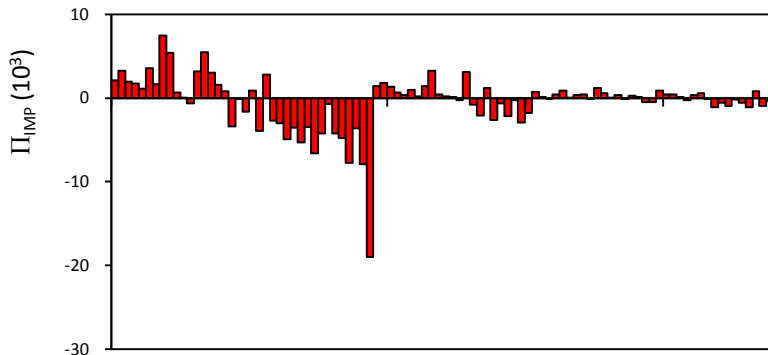


Figura 4.42 - Erros absolutos da correlação

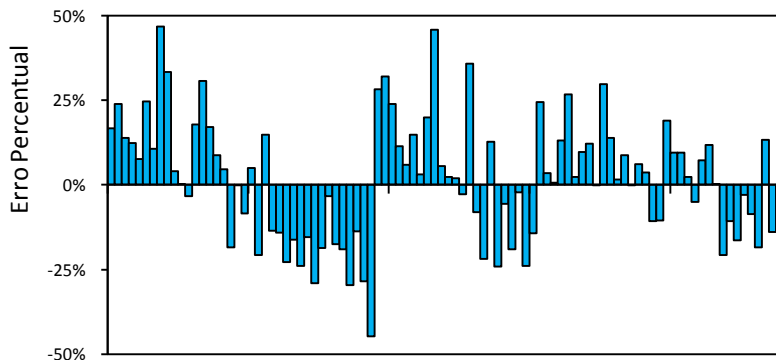


Figura 4.43 - Erro relativo da correlação

É possível transformar este erro em valores dimensionais de tensão, exibidos na Figura 4.44. Fazendo desta forma, observa-se que a correlação pode apresentar desvios de até 200 MPa nos casos de alto e médio Π_V . Contudo, nessas situações, tais desvios em torno de 20 a 25% da magnitude da tensão principal correspondente. Apesar deste percentual relativamente alto, o emprego da correlação proposta é ainda bem melhor que a avaliação das tensões de impacto pela equação (2.1).

$$\sigma_0 = V_0 \sqrt{E \rho} \quad (2.1)$$

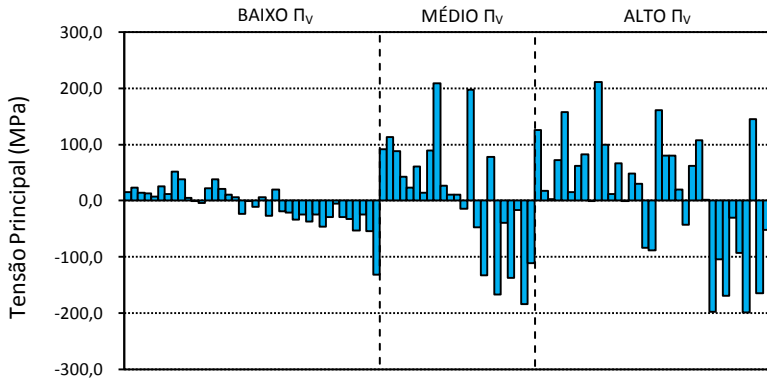


Figura 4.44 - Erros da correlação em termos de valores dimensionais

Deve ser lembrado que a magnitude dos valores previstos por esta correlação proposta é completamente questionável, uma vez que não foi realizada uma validação experimental do modelo numérico desenvolvido. Contudo, uma vantagem da sua utilização é que agora existe a possibilidade de proceder a uma avaliação da influência geométrica, de forma qualitativa, que não foi ainda encontrada na literatura sobre o assunto.

5 CONCLUSÕES

5.1 Principais Conclusões

Pode ser observado, na revisão do capítulo 2, que muitos estudos sobre a fadiga por impacto em válvulas vêm sendo realizados ao longo dos anos. Contudo, o entendimento do que acontece durante o impacto e que possivelmente desencadeia o surgimento de trincas, até o momento, não é esclarecido. Em parte, presumi-se que isto se deve pelo desconhecimento de aspectos fundamentais do fenômeno. O vínculo com a propagação de perturbações advindas do contato é evidente, dada a distância das primeiras trincas com relação à região de impacto. Entretanto, a forma dessas e como se relacionam com as falhas, são detalhes que não foram encontrados nesses estudos. Neste contexto, acredita-se que o presente trabalho se apresenta como uma contribuição relevante.

A respeito do modelo numérico desenvolvido, ressalta-se da sua simplicidade, sendo o perfil linear de velocidade inicial talvez o maior diferencial deste com os demais modelos verificados. A definição apresentada do que seria a tensão de impacto, dada pela máxima tensão principal, e os grupos adimensionais obtidos também consistem em uma nova abordagem do problema de válvulas, que é própria deste trabalho.

Relatos de falhas ocorrendo em velocidades inferiores às indicadas por fabricantes de material acabam levantando dúvidas sobre a real influência desta velocidade de impacto e dos parâmetros geométricos, tanto da válvula como do assento, envolvidos no problema. Acredita-se que uma melhor percepção a respeito desta questão também pôde ser obtida com os resultados encontrados, principalmente pela constatação dos diferentes esforços gerados nas diferentes configurações de assentos e válvulas investigadas. O cálculo dos *efeitos e interações* se apresentou como uma ferramenta interessante para avaliação da sensibilidade da tensão de impacto, principalmente pela constatação da influência combinada da espessura e da largura da válvula (*interação $\Pi_e \Pi_l$*) que serviu como indicativo para investigações e tratamentos posteriores dos resultados. A ideia associada com a progressão do contato, sugerida no lugar do impacto oblíquo da válvula como ocasionadora dos esforços críticos ligados à falha, também vale ser destacada. O monitoramento do com-

portamento energético e a avaliação do erro numérico também foram pontos explorados.

Cabe ressaltar que estes erros numéricos estimados apresentaram um valor menor que as diferenças encontradas no cálculo dos *efeitos*, que chegam a ter variações de 60 a 70%. Assim, a introdução da variabilidade da densidade de malha possibilitou as investigações feitas neste trabalho, inserindo um aumento do erro numérico, mas que, relativamente, não interfere na determinação dos *efeitos* mais significativos para uma caracterização do problema de impacto em válvulas.

Por fim, sendo constatado que a fórmula unidimensional de barras não consiste em uma boa estimativa para as tensões de impacto para o caso investigado, uma nova correlação foi construída com base nos resultados obtidos. Pela semelhança dimensional, a correlação apresentada pode ser utilizada em inúmeras configurações de válvulas que evidentemente estejam dentro da faixa de valores dos números adimensionais investigados. Claro que, em virtude do desconhecimento dos valores reais de tensão gerados no impacto de válvulas, a precisão destes é bastante questionável; contudo, a correlação proposta pode ser usada para estimativa da influência dos parâmetros geométricos de maneira qualitativa.

5.2 Sugestão para Trabalhos Futuros

Muitos caminhos podem ser tomados buscando um esclarecimento maior sobre a fadiga por impacto. Observa-se que a tendência maior dos trabalhos envolve o desenvolvimento de bancadas de teste de vida acelerado, consistindo na realização de ensaios para geometrias particulares de válvula e assento de interesse à investigação. Estes testes, de fato agregam informações importantes, mesmo que os impactos promovidos nestas bancadas não correspondem aos ocasionados em um compressor operando normalmente. Aparentemente, estes se mostram muito mais exigentes, em termos de esforços, o que deixa essa abordagem talvez com um aspecto mais robusto. Acredita-se que a utilização de modelos numéricos, para abordar estes problemas de fadiga, não torna excludentes as investidas experimentais dos testes de vida acelerada, e vice-versa. Muito pelo contrário, ambas se complementam.

No âmbito associado ao modelo numérico desenvolvido, vislumbra-se, em essência, a possibilidade da realização de três frentes de trabalhos:

- i) Medição dos deslocamentos/tensões de impacto: Pela semelhança dimensional encontrada, dada a hipótese de que o comportamento do impacto estaria ocorrendo próximo do regime elástico, acredita-se ser possível medir os esforços no instante de impacto. Isto poderia ser realizado através da concepção de válvulas e assentos, em maior escala, utilizando o modelo numérico desenvolvido neste trabalho em paralelo. Além da validação dos resultados, seria possível vincular uma tensão medida com a falha por fadiga, associando estes resultados com os ensaios de bancadas de teste de vida acelerada. Se comprovada a reciprocidade com o modelo numérico, isto por si só, já representa uma nova possibilidade a respeito do tratamento de problemas de impacto em válvulas. Outra possibilidade, ao invés de uma tensão, seria a verificação através de medições dos deslocamentos ou deformações ocorrentes durante a progressão do contato.
- ii) Investigação de demais geometrias: Os diferentes formatos de válvula e orifício devem introduzir uma nova dinâmica do impacto. A investigação numérica de demais geometrias poderá servir de subsídio no desenvolvimento futuro de válvulas e orifícios, construídos de modo a promover níveis cada vez menores de tensão. Talvez seja possível também, criar uma correlação, mais genérica, das tensões de impacto em válvulas, baseados nos estudos em diferentes geometrias. Ou é possível tomar um caminho contrário, mais específico, investigando as particularidades individuais de cada geometria através de problemas de otimização.
- iii) Investigação de demais parâmetros: As influências dos parâmetros do material não foram investigadas neste trabalho. O tratamento do assento como corpo rígido também consiste em uma simplificação do modelo desenvolvido. A influência do perfil de velocidade também não foi investigada. Outro fator interessante seria o ângulo de torção da válvula, já que esta também deve interferir na dinâmica envolvida na progressão do contato. Uma investigação preliminar revela um comportamento da maior tensão de impacto como mostrado no gráfico da Figura 5.1, não sendo linear com ângulo. O aspecto dos campos de deformação, no instante da máxima tensão, é mostrado na Figura 5.2. Percebe-se uma mudança na posição de encontro das “*ondas de flexão*”, a qual ocorre cada vez mais na lateral da válvula.

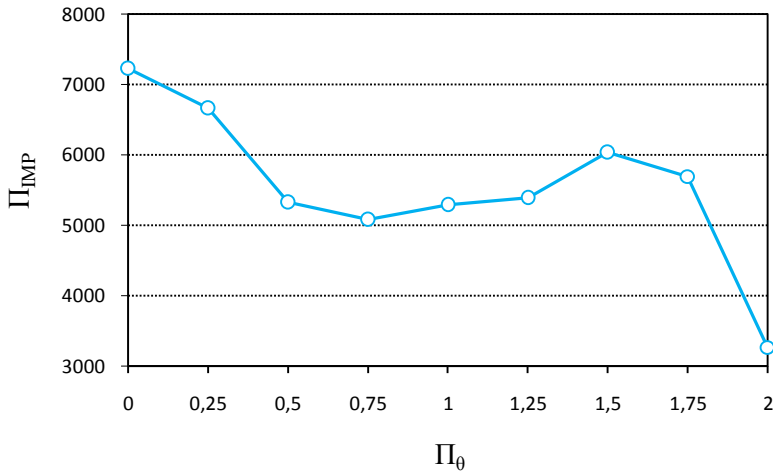


Figura 5.1 - Comportamento de Π_{IMP} com Π_θ

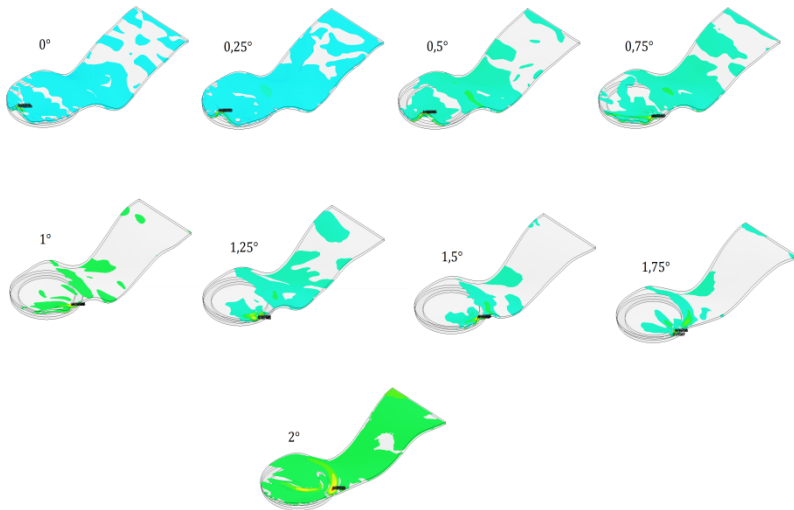


Figura 5.2 - Esforços em alguns valores de Π_θ , considerando maior nível de Π_v , $e = 0,04$; $L = 1,3$; $C = 3,6$; $ecnt = 0,14$

6 REFERÊNCIAS

ALTUNLU A. C.; LAZOGLU, I.; OGUZ, E.; KARA, E. Impact Fatigue Characteristics of Valve Leaves for Small Reciprocating Compressors. **International Compressor Engineering Conference at Purdue**, 2010. Paper [1308]. Koc University/Arcelik (Turkey).

AUREN, B.; CHAI, G. Effect of Material Properties and Surface Treatment on the Performance of Stainless Flapper Valve Steel for Compressors. **International Compressor Engineering Conference At Purdue**, 2002. Paper [C13-1]. Sandviken (Sweden).

BAE, J. Y.; SUK, J. W.; MA, Y. C.; IM, K. S. A Study on the Fatigue Failure of Valve System in Rotary Compressor. **Proceedings of the 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue**, 1994. 409-414. Goldstar Company (Korea).

BALLMAN, E. **Aprimoramento de processo de medição de deslocamento de válvulas em compressores de refrigeração**. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.

BOX, G. E. P.; HUNTER, J. S.; HUNTER, W. G. **Statistics for Experimenters: Design, Innovation, and Discovery**. 2^a ed., 2005. John Wiley & Sons.

BÖSWIRTH, L. Hypothesis on the Failure of Spring Loaded Compressor Valve Plates. **Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference**, 1980. 198-206. Federal Technical College at Moedling (Austria).

CALLISTER, W. D. **Materials Science and Engineering: An Introduction**. 6^a ed., 2002. John Wiley & Sons.

CHAI, G.; ZETTERHOLM, G.; WALDÉN, B. Flapper Valve Steels with High Performance. **International Compressor Engineering Conference at Purdue**, 2004. Paper [C132]. Sandviken (Sweden).

COURTOIS, S.; ARNOULT, E.; WAGSTAFF, P.; GAVRIC, L. On Finite Element Modelling of Valve Dynamics: Impacts, Oil Stiction, Gas Flow,... **International Compressor Engineering Conference At Purdue**, 2002. Paper [C13-2]. University de Technologie de Compiègne (France).

DUSIL, R.; JOHNSON, B. Material Aspects of Impact Fatigue of Valve Steel. **Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference**, 1978a. 116 - 123. Udderholms (Sweden).

DUSIL, R.; JOHNSON, B. Fatigue Fracture Behaviour of Impact Loaded Compressor Valves. **Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference**, 1978b. 124 - 128. Udderholms (Sweden).

DUSIL, R.; JOHNSON, B. Influence of Seat Positioning and Seat Design of Valve Fatigue Performance. **Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference**, 1980. 368 - 373. Udderholms (Sweden).

FOX, R. W., PRITCHARD, P. J., MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 2006. 6ª ed., LTC.

FUTAKAWA, A.; NAMURA, K. Impact Fatigue Behaviour of Flapper Valve Steel. **Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference**, 1982. 119 - 126. Mitsubishi (Japan).

GOLDSMITH, W. **Impact - The Theory and Physical Behaviour of Colliding Solids**, 1960. Dover.

HUANG, B.; XIE, F. Dynamic analysis of the Discharge Valve of the Rotary Compressor. **International Compressor Engineering Conference At Purdue**, 2008. Paper [1182]. Shanghai Hitachi Electrical Appliances Co. (China).

HYEONG-SIK, K.; JAE-WOO, A.; DONG-HYUN, K. Fluid Structure Interaction and Impact Analyses of Reciprocating Compressor Discharge Valves. **International Compressor Engineering Conference at Purdue**, 2008. Paper [1112]. School of Mechanical and Aerospace Engineering/LG Electronics (Republic of Korea).

JOHNSON, A. A. Impact Fatigue – An Emerging Field of Study. **Engineering Integrity Society “Fatigue 2003” International Conference**, vol. 15, 2004. pp. 14 - 20. Metals Research Inc (USA).

JOHNSON, A. A.; STOREY, R. J. The impact fatigue properties of iron and steel. **Journal of Sound and Vibration** **308**. 2007. 458 - 46. University of Louisville / Metals Research Inc (USA).

JUNGHYOUN, K.; WANG, s.; PARK, S.; RYU K.; LA, J. Valve Dynamic Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor. **International Compressor Engineering Conference At Purdue**, 2006. Paper [C107]. Samsung Electronics (Korea).

KIM, J.; WANG, C. Analysis of Impact Force in Compressor Valves. **Proceedings of the 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue**. 1994. 415-419. University of Cincinnati (USA).

KIM, J.; WANG, C. New Analysis Method for a Thin Beam Impacting Against a Stop Based on the Full Continuous Model. **Journal of Sound and Vibration** **191**. 1996. 809 - 823. University of Cincinnati (USA).

LANGHAAR, H. L. **Dimensional Analysis and Theory of Models**, 1954. John Wiley & Sons.

LIBRALATO, M.; CONTARINI, A. Impact Fatigue on Suction Valve Reed: New Experimental Approach. **International Compressor Engineering Conference At Purdue**, 2004. Paper [C056]. ACC (Italy).

LIVERMORE Software Technology Corporation (LSTC), **LS-DYNA Theory Manual**, 2006.

MACLAREN, J.; PAPASTERGIU, S.; BROWN, J. Impact Velocities of valve reeds. **Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference**, 1982. 249 - 256. University of Strathclyde (UK).

MARTINS, J. A.; LEITE, D.; MARTINS, L. G. Analysis of Set of Valve from Hermetic Reciprocating Compressors under Accelerated Life Test (ALT) by Alternative Machine in Replacement of the Usual Compressor Bench Test. **International Compressor Engineering Conference At Purdue**, 2008. Paper [1173]. Barnes (Brazil).

MONTGOMERY, D. C. **Applied Statistics and Probability for Engineers**. 2001. John Wiley & Sons (USA).

MULLER, M.; ZETTERHOLM, G.; CHAI, G. Influence of Material Orientation on the Fatigue Properties of Flapper Valves. **International Compressor Engineering Conference At Purdue**, 2006. Paper [C088]. Sandviken (Sweden).

NILSSON, J.; NILSSON, L.; OLDENBURG, M. Impact Stresses in Flapper Valves - A Finite Element Analysis. **Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference**, 1980. 390 - 396. Sandviken (Sweden).

PACZUSKI, A. W. Defining Impact. **International Compressor Engineering Conference At Purdue**, 2004. Paper [C018]. Consulting Engineer (USA).

PATTON, J. S.; KRIECHBAUM, T.; LACH, S.; OTTITSCH, F. Design and Manufacturing of an Accelerated Lifetime Tester for Non-Metallic Materials used for Compressor Valve Sealing Elements. **International Compressor Engineering Conference At Purdue**, 2002. Paper [C13-3]. Hoerbiger (USA).

PENTEADO, P. M. **Desenvolvimento de uma bancada de ensaio de fadiga por impacto em válvulas de compressores de refrigeração**. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2009.

PERSSON, M.; MUELLER, M.; CHAI, G. Modulus of Elasticity and Its Influence on the Performance of Flapper Valve Materials. **International Compressor Engineering Conference at Purdue**, 2008. Paper [1230]. Sandviken (Sweden).

SADD, M. H. **Wave Motion and Vibration in Continuous Media**, 2009. University of Rhode Island.

SCHURING, D. **Scale Models in Engineering – Fundamentals and Applications**, 1977. Pergamon.

SHIOMI, F. H. **Modelação da dinâmica de flexão de válvulas tipo palheta de compressores considerando a interação com o escoamento**. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2011

SMITH, I. O. The Metallography of Impact Fatigue. **Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference**, 1978. 111 - 115. University of Queensland (Australia).

SOEDEL, W. On Dynamic Stresses in Compressor Valve Reeds or Plates During Colinear Impact on Valve Seats. **Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference**, West Lafayette, 10 - 14 Julho 1974. 319 - 328. Purdue University (USA).

SOEDEL, W. **Sound and Vibrations of Positive Displacement Compressors**. 2007. CRC Press.

SPIEGL, B.; MLEKUSCH, B.; ARTNER, D. Thermoplastics in reciprocating compressor valves. Part II - Stress calculations in short-fibre reinforced thermoplastic (SFRTP) compressor valve plates. **IMECH**, 1999. 387 - 398. University of Leoben/ Hoerbiger Ventilwerke (Austria).

SVENZON, M. Impact Fatigue of Valve Steel. **Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference**, 1976. 65 - 73. Sandviken (Sweden).

SZULADZINSKI, G. **Formulas for Mechanical and Structural Shock and Impact**. 2010, CRC Press.

TAJIMA, T. et al. A Study on Impact Fatigue of Compressor Valve. **Proceedings of the 1988 International Compressor Engineering Conference - At Purdue**, 1988. 277 - 284. Daikin Industries Ltda. (Japan).

TRIEFENBACH, F. **Design of Experiments: The D-Optimal Approach and Its implementation As a Computer Algorithm**. Bachelor's Thesis in Information and Communication Technology, Department of Computing Science, UMEA University (Sweden), Department of Engineering and Business Sciences, South Westphalia University of Applied Sciences (Germany), 2008.

WANG, Y. et al. Investigation on Ring Valve Motion and Impact Stress in Reciprocating Compressors. **International Compressor Engineering Conference At Purdue**, 2010. Paper [1360]. Xi'an Jiaotong University (China).

WRIGGERS, P. **Computacional Contact Mechanics**, 2nd edition. 2006. Springer.

YIN, X. C.; QIN, Y.; ZOU, H. Transient Responses of Repeated Impact of a Beam Against a Stop. **Journal of Solids and Structures** **44**. 2007. 7323 - 7339. Nanjing University of Science and Technology (China) / University of Strathclyde (UK).

YONGSEOK, L.; SEUNGKI, L. S. Study on the Fatigue Strength of a Suction Flapper Valve used in a High Efficient Reciprocating Compressor. **International Compressor Engineering Conference at Purdue**, 2008. Paper [1382]. Daewoo Electronics Corp (South Korea).