



Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos

José Ricardo Perez de Oliveira

Estudo da dinâmica de válvulas de compressores

**São Paulo
2007**

José Ricardo Perez de Oliveira

Estudo da dinâmica de válvulas de compressores

Instituição:

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Orientador:

Prof. Dr. Marcílio Alves

São Paulo

2007

Ficha Catalográfica

Oliveira, José Ricardo Perez de
Estudo da dinâmica de válvulas de compressores / J.R.P. de
Oliveira. -- São Paulo, 2007.
72 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de
Sistemas Mecânicos.

1.Interação fluido-estrutura (Simulação numérica) 2.Método
dos elementos finitos 3.Válvula de compressores I.Universidade
de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia
Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos II.t.

À minha família e meus camaradas

Agradecimentos

Eu gostaria de agradecer à Escola Politécnica por ter me proporcionado o conhecimento e experiência para a realização deste trabalho e também por ter me fornecido uma excelente formação acadêmica.

A Escola Politécnica é exigente, em certos momentos pode parecer insuportável, mas tenho o prazer, a honra e o orgulho de ser um politécnico. E preciso admitir também, amo esta faculdade.

Obrigado ao professor Eduardo L. Cabral, meu orientador de iniciação científica. E também, é claro, obrigado ao professor Marcílio Alves, meu orientador deste trabalho. Possuo a certeza que estes trabalhos de pesquisa colaboraram muito com minha formação e tenho satisfação de ter sido orientado por vocês.

Agradeço muito a atenção, estrutura e amor que minha família me forneceu não só nesses anos, mas por toda minha vida. Muito obrigado, meu pai, minha mãe e minhas irmãs. Devo tudo à minha família.

Obrigado meus camaradas de infância e do colégio, amigos de verdade, com os quais sempre contei, ora para conversar e beber, ora para jogar futebol e comemorar, vai Corinthians! Valeu Collina, Tiagão, Leôncio, Beliza, Potuga (Betos), Marcel, Rodrigo, Rafael, Murilão, Eduardo e tantos outros.

Aos meus colegas politécnicos, obrigado por me suportar, sou fã de todos vocês. Nada como um ambiente descontraído para esquecer provas e prazos.

Agradeço também à equipe Poli-USP de Guerra de Robôs, que me proporcionou conhecimentos e experiências inacreditáveis, aprendi muita engenharia com esta equipe, e também como lidar com um grupo grande de ótimas pessoas. Polastro, Paulo, Fausto, Fabio, Delso, Moreno, valeu mesmo.

Obrigado, sinceramente, a todos. Sou assim hoje graças a vocês, e, por favor, entendam isso como um elogio.

“Viver é muito perigoso...”
(Guimarães Rosa).

Resumo

Os compressores de geladeira possuem uma válvula cujo funcionamento consiste, basicamente, em uma flexão cíclica de uma lâmina engastada. Esta lâmina é responsável pelo aumento da pressão na camisa do pistão, tornando, assim, possível que o compressor exerça sua finalidade.

As propriedades mecânicas dessa lâmina são pouco conhecidas e a operação cíclica do compressor leva à fadiga da lâmina inutilizando, desse modo, o compressor.

Parte deste trabalho consiste na caracterização do material da lâmina e obtenção de dados do compressor. Em paralelo à obtenção destes dados, será feita uma simulação numérica da interação fluido estrutura do sistema válvula fluido, utilizando para o processamento do fenômeno o software comercial LS-DYNA, sendo o pré e pós processamento dos dados tratados nos softwares Altair HyperMesh e Altair HyperView, respectivamente. A finalidade do estudo é a avaliação deste fenômeno de interação fluido estrutura, presente nos compressores.

Palavras chave: Interação Fluido Estrutura, Simulação Numérica, Válvula, Compressor, Caracterização de Material.

Abstract

Refrigerator compressors have a valve that works as a cyclically bending beam. This beam is responsible for the increase in pressure inside the compressor's valve, and regulates the fluid flow.

The mechanical properties of this beam are unknown.

The cyclically operation of this valve leads to the beam's fatigue, which leads to uneable the compressor. There is also, in this work, a development to determine the properties of the beam material and obtain useable data from the compressor's work. Then it will be done a numeric simulation of the structure fluid interaction of valve / fluid system, using a software called LS-DYNA (data processing), and softwares Altair HyperMesh and Altair HyperView (pre and post data processing). The objective of this study is the evaluation of this phenomenon.

Keywords. : Fluid Structure interaction, Numeric Simulation, Compressor, Valve, Material Characterization

Lista de ilustrações

- Figura 01: sistema de refrigeração
- Figura 02: compressor fechado
- Figura 03: compressor aberto
- Figura 04: vista superior
- Figura 05: vista frontal
- Figura 06: camisa do pistão
- Figura 07: seqüência de montagem
- Figura 08: válvula
- Figura 09: Exemplo de aplicação, airbag de emergência de aeronave
- Figura 10: modelo inicial adotado
- Figura 11: $t = 0.0015$
- Figura 12: $t = 0.0026$
- Figura 13: $t = 0.0038$
- Figura 14: $t = 0.0051$
- Figura 15: $t = 0.0059$
- Figura 16: $t = 0.0079$
- Figura 17: $t = 0.0091$
- Figura 18: $t = 0.0100$
- Figura 19: $t = 0.0117$
- Figura 20: $t = 0.0129$
- Figura 21: Primeiro modo de vibrar
- Figura 22: Segundo modo de vibrar
- Figura 23: Terceiro modo de vibrar
- Figura 24: Quarto modo de vibrar
- Figura 25: Quinto modo de vibrar
- Figura 26: Modelo simplificado, vista lateral e superior, respectivamente
- Figura 27: Exemplo de injeção de fluido pressurizado (velocidade)
- Figura 28: Exemplo de penetração sólido em fluido (velocidade)
- Figura 29: geometria do modelo A
- Figura 30: deslocamento na viga
- Figura 31: tensão na viga
- Figura 32: deformação plástica no fluido
- Figura 33: velocidade no fluido
- Figura 34: geometria do modelo B
- Figura 35: deslocamento na flexão
- Figura 36: deslocamento na torção
- Figura 37: tensões na flexão
- Figura 38: tensões na torção

Figura 39: perfil de velocidade no fluido

Figura 40: curva S-N de aço para flexão, esforço axial e torção [12]

Figura 41: curva carga de variação aleatória em um tempo t

Figura 42: curva da tensão para flexão

Figura 43: curva da tensão para torção

Figura 44: válvula sem usinagem

Figura 45: usinagem do corpo de prova

Figura 46: equipamento Instron com corpo de prova e focado no corpo de prova

Figura 47: falhas dos ensaios

Figura 48: ensaio correto

Figura 49: Curva Carga x Deslocamento do ensaio de tração

Figura 50: Curva Tensão x Deformação do ensaio de tração

Figura 51: geometria do modelo C

Figura 52: deslocamentos no modelo C

Figura 53: gráfico de tensões no modelo C

Figura 54: velocidade disposta na forma de vetores no modelo C

Lista de tabelas

Tabela 1: Primeiros cinco valores de βL

Tabela 2: Dados da viga simulada

Tabela 3: Freqüências naturais e erros

Tabela 4: Tabela comparativa de tempos de execução

Tabela 5: Parâmetros iniciais do corpo de prova

Tabela 6: Módulo de elasticidade do material

Sumário

1) Introdução.....	pg.14
1.1) Papel do compressor no refrigerador.....	pg.14
1.1.1) Compressor em estudo.....	pg.15
1.2) Interação Fluido Estrutura.....	pg. 18
2) Desenvolvimento.....	pg.19
2.1) Análise Numérica Dinâmica (método explícito).....	pg.20
2.1.1) Resultado da análise dinâmica numérica.....	pg.20
2.1.2) Avaliação dos resultados obtidos nesta etapa.....	pg.21
2.2) Análise dos Modos de Vibrar (método implícito).....	pg.22
2.2.1) Análise Analítica dos Modos de Vibrar.....	pg.22
2.2.2) Comparação dos Resultados da Análise Analítica com a Análise Numérica dos Modos de Vibrar.....	pg.24
2.3) Modelagem Inicial do Problema Real.....	pg.27
2.3.1) Métodos de Análise da Malha.....	pg.28
2.3.1.1) Método Euleriano.....	pg.29
2.3.1.2) Método Lagrangeano.....	pg.29
2.3.1.3) Método ALE (Arbitrary-Lagrangian-Eulerian).....	pg.30
2.3.1.4) Avaliação de método.....	pg.30
2.3.2) Modelagem dos Materiais.....	pg.31
2.3.2.1) Válvula (viga engastada).....	pg.31
2.3.2.1) Fluido.....	pg.31
2.3.3) Equação de Estados (EOS).....	pg.32
2.3.5) Erosão.....	pg.32
2.3.6) Exemplos estudados.....	pg.33
2.3.6.1) Injeção.....	pg.33
2.3.6.2) Penetração.....	pg.34
2.3.7) Hourglass.....	pg.35
2.4) Processamento.....	pg.36
2.4.1) Custo Computacional.....	pg.36
2.4.1.1) Cartões de Controle.....	pg.38
2.5) Modelo A.....	pg.38

2.6) Modelo B.....	pg.40
2.6.1) Resultados (Pós-Processamento).....	pg.42
2.6.2) Análise das Tensões para Fadiga.....	pg.44
2.6.2.1) Fadiga (teoria).....	pg.45
2.6.2.2) Análise das Tensões na Válvula para Fadiga.....	pg.47
2.7) Caracterização do Material.....	pg.48
2.7.1) Ensaio de tração.....	pg.49
2.7.1.1) Corpos de Prova.....	pg.50
2.7.1.2) Procedimentos do Ensaio de Tração.....	pg.51
2.7.1.3) Amostragem.....	pg.52
2.7.1.4) Curva Carga x Deslocamento.....	pg.53
2.7.2) Curva Tensão x Deformação.....	pg.54
2.7.3) Módulo de Elasticidade (Young).....	pg.56
2.8) Modelo C.....	pg.56
2.8.1) Resultados (Pós-Processamento).....	pg.58
3) Conclusões.....	pg.60
Anexo 1.....	pg.61
Anexo 2.....	pg.66
Anexo 3.....	pg.69

1) Introdução

1.1) Papel do compressor no refrigerador

O refrigerador marca presença em praticamente todas as residências devido a sua grande importância na conservação de alimentos. Foi uma grande inovação tecnológica e, indubitavelmente, esta invenção contribuiu, e muito, para evolução da humanidade.

Seu funcionamento é baseado em três princípios principais:

1. O calor transfere-se das zonas quentes para as zonas frias (ou menos quentes).
2. A pressão é proporcional à temperatura. Ou seja, aumentando a pressão, aumenta-se a temperatura e vice-versa.
3. A evaporação de um líquido retira calor.

O sistema de refrigeração está esquematizado de acordo com a figura abaixo.

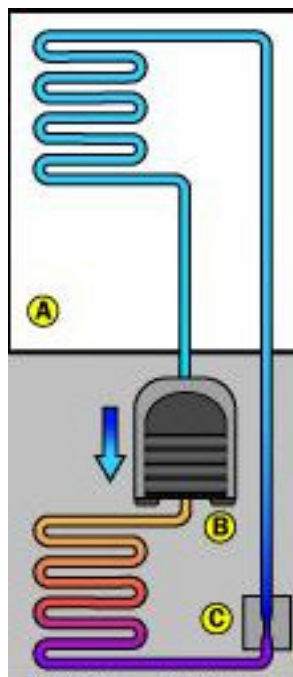


Figura 01: sistema de refrigeração

No interior de cada frigorífico existe uma serpentina oculta (na figura, item A), ou evaporizador, onde circula um gás muito frio (-37°C). O calor dos alimentos é transferido para este gás que vai aquecendo à medida que percorre a serpentina. Para transferir esse calor para o exterior usa-se um compressor (B) que ao aumentar a pressão ao gás, aumenta-lhe a temperatura. Este gás aquecido segue para o condensador (a serpentina visível na parte traseira do frigorífico), onde troca calor com o ar exterior, arrefecendo o gás e condensando-o. O líquido refrigerador passa então por uma válvula de expansão ou garganta (C), que provoca um abaixamento brusco na pressão e conseqüente evaporação instantânea e auto-arrefecimento. Este gás frio entra no frigorífico e completa-se o ciclo termodinâmico.

O compressor, portanto, possui importante função no sistema, pois é o responsável pela elevação da pressão, cerca de 10 bar, e sua temperatura está ao redor de 41°C .

1.1.1) Compressor em estudo

Esta seção serve para a demonstração do caso em estudo. Ou seja, aqui podem ser visualizados todos os componentes envolvidos neste trabalho e qual a relação entre si, através das seguintes fotos.

A foto a seguir mostra o compressor fechado, “ligeiramente” enferrujado, maneira como é encontrado nos refrigeradores. Seus dutos estariam conectados às serpentinas que compõem o ciclo de funcionamento do refrigerador. Ao lado as vistas internas do compressor, foco deste trabalho.



Figura 02: compressor fechado



Figura 03: compressor aberto

O fluido refrigerante, no estado gasoso, circula por estes orifícios para seu aumento de pressão e conseqüente aumento de temperatura. Agora a vista superior, possível observar a biela-manivela do compressor e sua vista frontal.

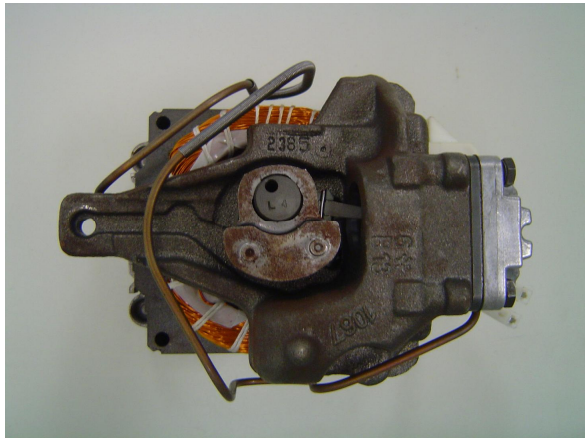


Figura 04: vista superior

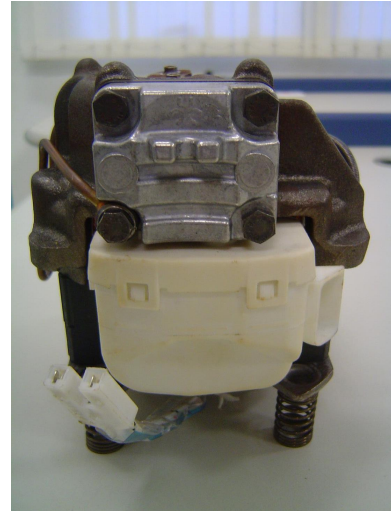


Figura 05: vista frontal

A camisa do pistão, componente cujo volume faz parte do estudo. Também pode ser visualizada a região onde a válvula é instalada.

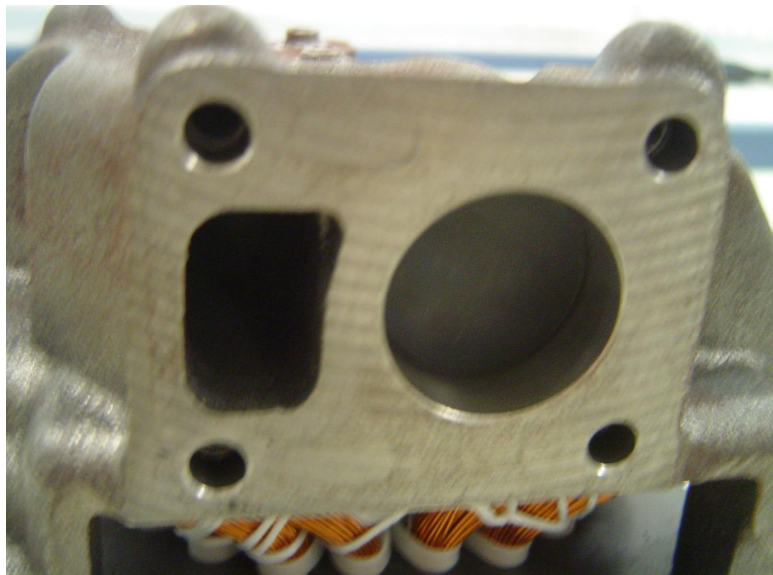


Figura 06: camisa do pistão

A parte frontal, desmontada, possui uma sequência de montagem, válvula inclusive, que é demonstrada abaixo.

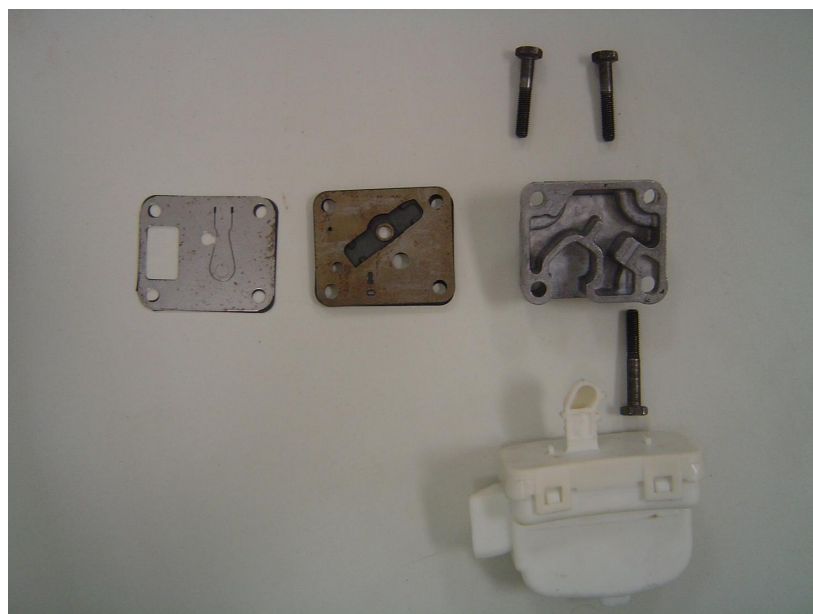


Figura 07: seqüência de montagem

Agora, uma foto focada somente na válvula, componente a ser analisado neste trabalho.

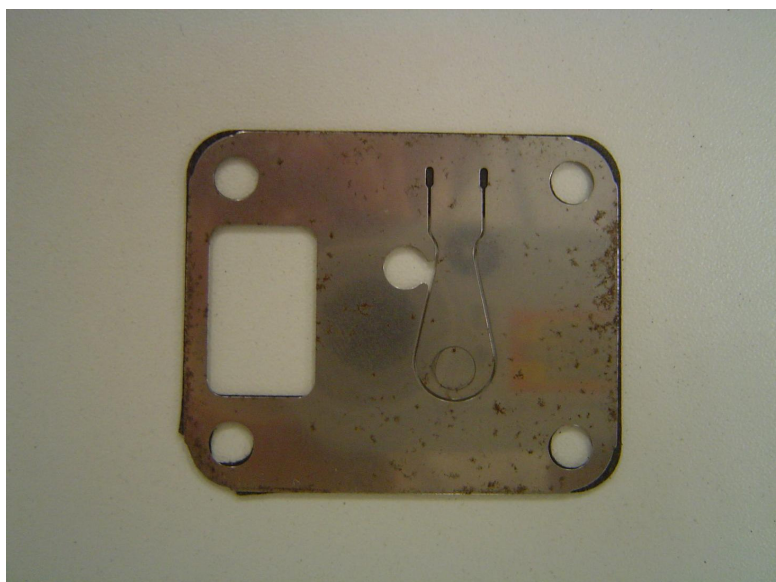


Figura 08: válvula

1.2) Interação Fluido Estrutura

Consiste na interação de algumas partes estruturais móveis ou deformáveis imersas em um fluxo de fluido. De grande complexidade quanto à modelagem e análise numérica dos problemas e é seguro afirmar que a interação fluido estrutura é um das limitações na evolução tecnológica.

Interações fluido estrutura são fenômenos físicos presentes na natureza, como, por exemplo, a interação do sangue com as válvulas do coração humano, sedimentação de partículas em um fluido dentre outros.

Esta interação também está ativamente presente na engenharia, na aerodinâmica de automóveis e aeronaves, ciências biomédicas e em técnicas de filtragem.

A análise destes problemas é realizada considerando que o carregamento da estrutura depende das pressões do fluido na interface. Este, por sua vez, se altera com as mudanças de escoamento (compressível ou incompressível), devido às deformações e deslocamentos da estrutura (considerada elástica, constituída ou não por materiais compósitos) e em cuja determinação leva-se em conta a não linearidade geométrica. O Método dos Elementos Finitos é utilizado na análise de ambos meios (tanto no fluido como no sólido).

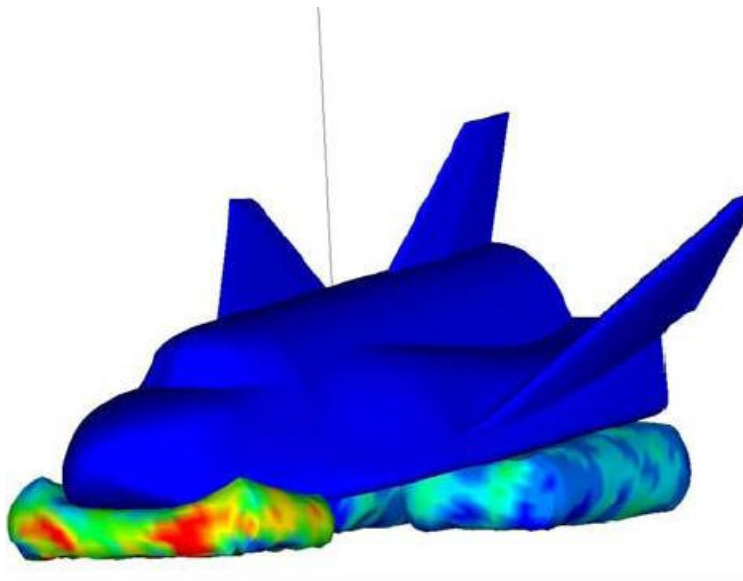


Figura 09: Exemplo de aplicação, airbag de emergência de aeronave

2) Desenvolvimento

Após profunda pesquisa bibliográfica, em livros, papers, artigos acadêmicos e trabalhos de formatura anteriores, não foi possível encontrar nenhum modelo teórico que se aproxime daquele proposto inicialmente que seria o escoamento ortogonal de um fluido sobre o plano de uma lâmina.

Além disso, foi constatada a dificuldade do estudo e análise analítica de tal modelo, que leva em consideração a interação fluido estrutura. O modelo analítico vai muito além do escopo de um trabalho de formatura. Deste modo, este trabalho está baseado no modelo numérico do problema em questão.

Para o começo do desenvolvimento deste projeto foi reservado um período de aprendizado dos softwares. Para tanto, foi adotado um modelo que não leva em consideração o fluido, utilizando unicamente uma abordagem de mecânica dos sólidos. Deste modo pôde ser feita a análise analítica do problema e, conseqüentemente, a equiparação ao resultado da análise numérica do mesmo, para a validação da abordagem numérica.

Esta equiparação fornece o embasamento necessário para a análise da válvula do compressor, que será, devido aos fatores supracitados, realizada somente por avaliação numérica.

O modelo simplificado adotado nesta abordagem inicial consiste em uma viga engastada em uma extremidade e submetida a uma força na outra.

Segue o modelo.

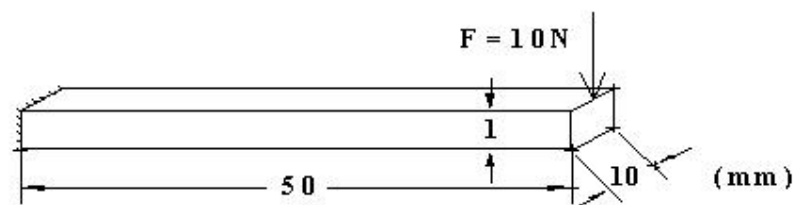


Figura 10: modelo inicial adotado

2.1) Análise Numérica Dinâmica (método explícito)

Primeiramente foi feita a análise numérica por meio do método explícito, ou seja, foi feita uma análise dinâmica do modelo inicial.

2.1.1) Resultado da análise dinâmica numérica

Análise numérica por meio do método explícito resultou nas seguintes figuras, que descrevem a dinâmica de um ciclo do sistema excitado pela força F , demonstrando o deslocamento do modelo em um período de tempo (deslocamento em mm e tempo em segundos):

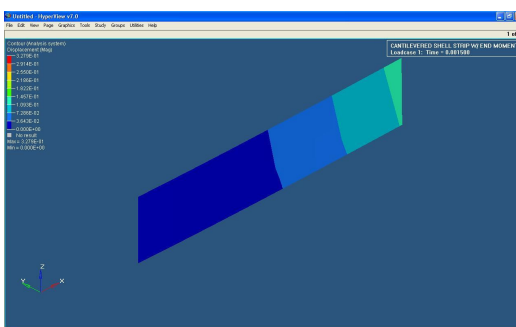


Figura 11: $t = 0.0015$

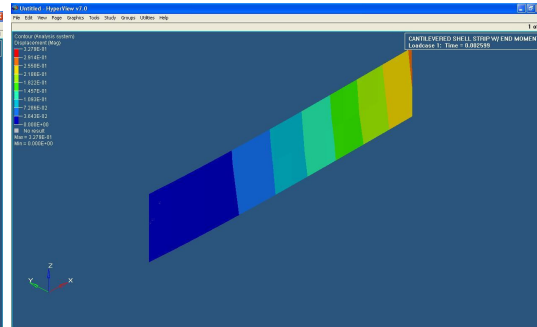


Figura 12: $t = 0.0026$

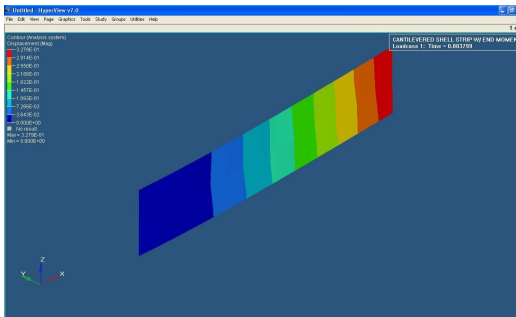


Figura 13: $t = 0.0038$

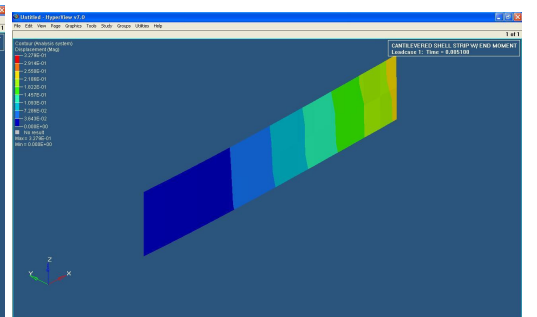


Figura 14: $t = 0.0051$

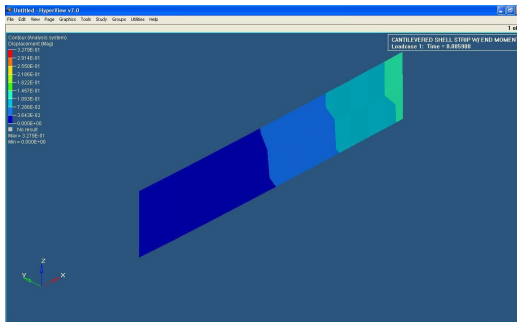


Figura 15: $t = 0.0059$

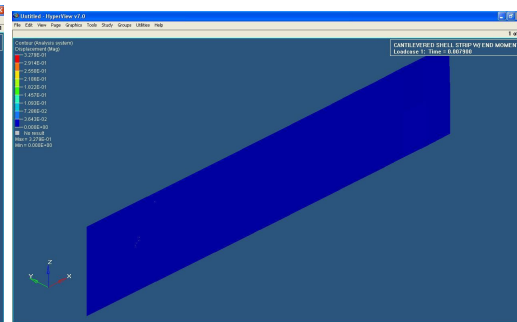


Figura 16: $t = 0.0079$

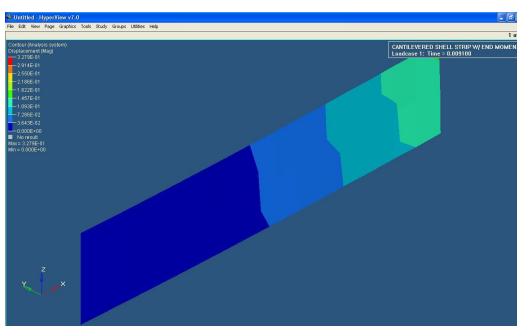


Figura 17: $t = 0.0091$

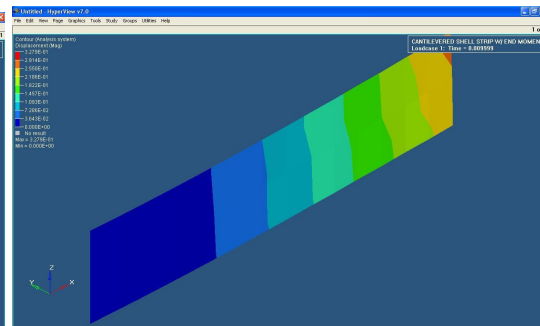


Figura 18: $t = 0.0100$

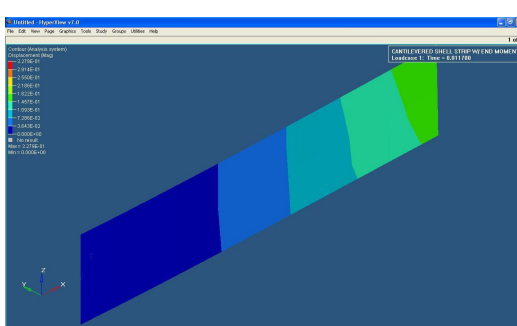


Figura 19: $t = 0.0117$

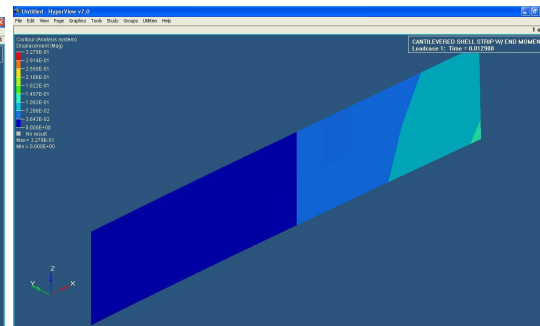


Figura 20: $t = 0.0129$

2.1.2) Avaliação dos resultados obtidos nesta etapa

As figuras acima mostram os primeiros resultados obtidos, com o processamento de dados no LS-DYNA e visualização do resultado no HyperView, para a simulação do modelo da viga engastada através da utilização do método explícito.

Permite a visualização da dinâmica do modelo, as figuras mostram o estado da placa em determinados instantes de tempo, após a excitação inicial de

uma força, aplicada com a duração de 0.01 segundos. A simulação teve a duração total de 0.02 segundos.

A análise pelo método explícito teve como principal finalidade a familiarização com os softwares que serão utilizados em todas as análises numéricas. Apesar de este item aparentar ter uma contribuição insignificante para o desenvolvimento deste projeto e sua execução ser simples para quem possui experiência nesta área, o método cumpriu seu propósito e daí sua importância presencial.

2.2) Análise dos Modos de Vibir (método implícito)

A análise utilizando o método implícito permite a extração dos modos de vibir da viga, deste modo será possível uma comparação com a análise analítica do problema e discussão dos resultados.

2.2.1) Análise Analítica dos Modos de Vibir

A equação diferencial que rege o comportamento dinâmico de uma viga em vibração livre é dada pela equação 1.

$$mv^{ii}(x,t) + EIv^{iv} = 0 \quad (1)$$

Utilizando o método da separação de variáveis obtêm-se duas equações diferenciais uma dependente do tempo e outra dependente de x (equação 2).

$$\phi^{iv}(x) - \frac{km}{EI}\phi(x) = \phi^{iv}(x) - \beta^4\phi(x) = 0 \quad (2)$$

A forma geral da solução dessa equação é dada por (3):

$$\phi(x) = C_1 \sin(\beta x) + C_2 \cos(\beta x) + C_3 \sinh(\beta x) + C_4 \cosh(\beta x) \quad (3)$$

Onde C_1 a C_4 são constantes de integração que podem ser determinadas aplicando-se as condições de contorno 4 a 7:

$$v(0,t) = 0 \quad (4)$$

$$\left. \frac{\partial v}{\partial x} \right|_{x=0} = 0 \quad (5)$$

$$M(L,t) = EIv''(L,t) = 0 \quad (6)$$

$$\left. \frac{\partial M}{\partial x} \right|_{x=L} = EIv'''(L,t) = 0 \quad (7)$$

A aplicação dessas condições resulta no seguinte sistema, representado em forma matricial:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ -\cos(\beta L) & -\sin(\beta L) & \cosh(\beta L) & \sinh(\beta L) \\ \sin(\beta L) & -\cos(\beta L) & \sinh(\beta L) & \cosh(\beta L) \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

Que pode ser representado de forma mais compacta como:

$$A(\beta L) * X = 0 \quad (9)$$

Fazendo o determinante da matriz A igual a zero, para encontrar uma solução que seja a trivial chega-se à seguinte equação de freqüências:

$$1 + \cos(\beta L) * \cosh(\beta L) = 0 \quad (10)$$

Informações mais detalhadas das deduções no Anexo 1.

Resolvendo 10 para as cinco primeiras freqüências de interesse obtêm-se os resultados mostrados na tabela 1.

Tabela 1: Primeiros cinco valores de βL

N	βL
1	1,875104069
2	4,694091133
3	7,854757438
4	10,99554073
5	14,13716839

Sabendo que $\omega = \beta^2 \sqrt{\frac{EI}{m}}$ e que viga em estudo é de aço 1020 cujas dimensões estão na figura 10.

E as características da viga da figura 10 listadas na tabela 2.

Tabela 2: Dados da viga simulada

Densidade [kg/m ³]	E [GPa]	I [m ⁴]	L [m]
7870	205	8,33 e-10	5,0 e-2

Calcula-se os valores das freqüências naturais, em rad/s, da viga os quais estão na tabela 3.

2.2.2) Comparação dos Resultados da Análise Analítica com a Análise Numérica dos Modos de Vibrar

O mesmo modelo foi simulado no software LS-Dyna e os resultados analíticos foram utilizados para se fazer uma comparação com a simulação. Os resultados numéricos e os erros entre os métodos estão mostrados na tabela 3.

Tabela 3: Freqüências naturais e erros

Modo	Freqüências [rad/s]		Erros [%]
	Analítico	Numérico	
1	2.0719e+003	2.097004E+03	1.0121
2	1.2985e+004	1.311446E+04	1.0100
3	3.6353e+004	3.674799E+04	1.0109
4	7.1257e+004	7.214458E+04	1.0125
5	1.1778e+005	1.194726E+05	1.0144

Como pode ser observado na tabela 3 ficaram bem próximos um do outro o que valida a simulação feita no software LS-Dyna. As figuras abaixo ilustram os resultados visualizados no HyperView.

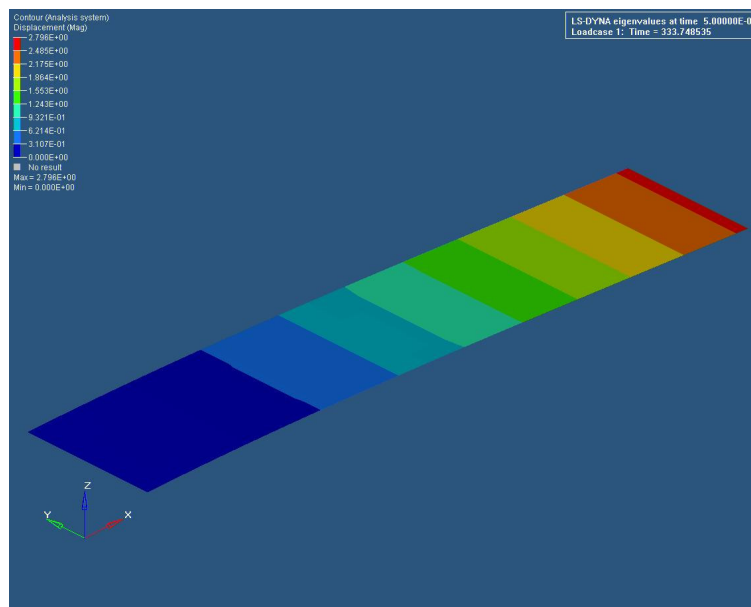


Figura 21: Primeiro modo de vibrar

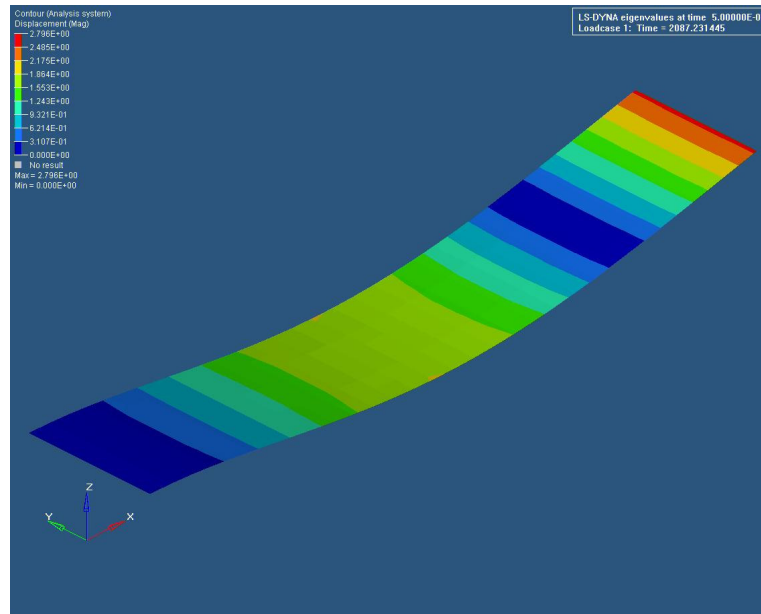


Figura 22: Segundo modo de vibrar

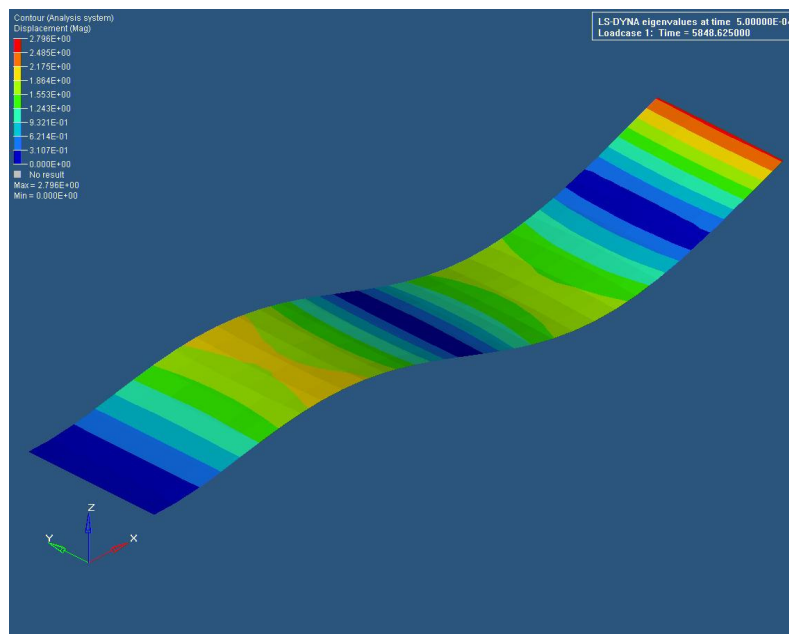


Figura 23: Terceiro modo de vibrar

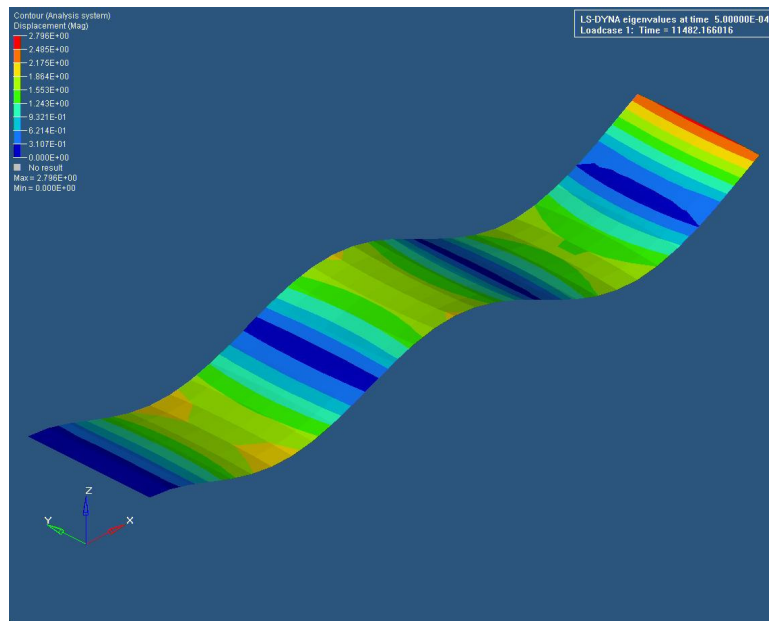


Figura 24: Quarto modo de vibrar

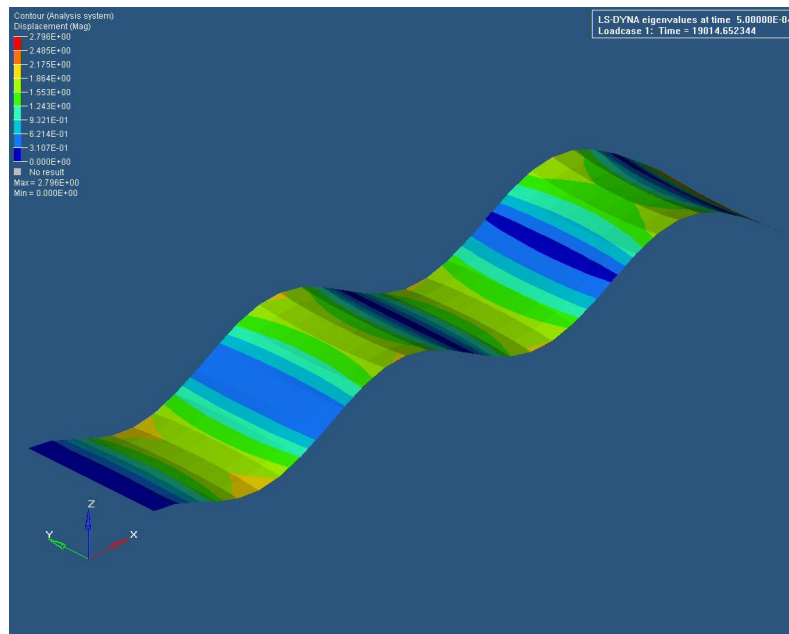


Figura 25: Quinto modo de vibrar

2.3) Modelagem Inicial do Problema Real

A aproximação inicial, ou seja, a definição dos parâmetros que determinam o modelo com interação fluido-estrutura é desenvolvida nesta etapa.

Um novo modelo simplificado, agora desta interação na válvula, será composto, inicialmente, pelo fluido incidindo em uma pequena região de uma viga engastada. Como demonstrado a seguir.

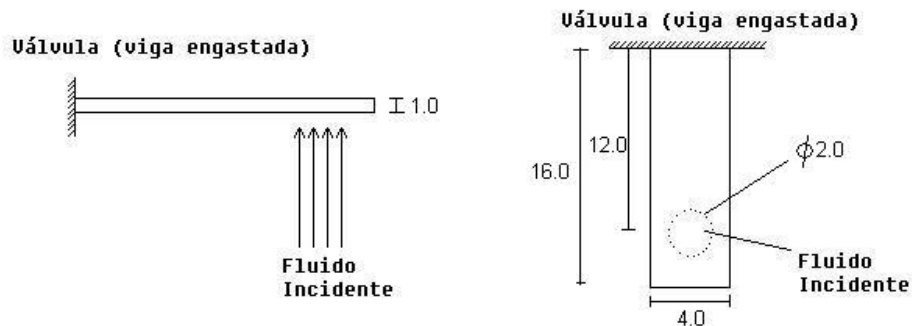


Figura 26: Modelo simplificado, vista lateral e superior, respectivamente.

Portanto, é tema de estudo, a partir deste tópico, tudo envolvendo o controle no que se diz respeito ao método dos elementos finitos. Como métodos de análise da própria malha descritiva do problema, controle dos processos dos fenômenos que transcorrem no modelo, controle de malhas, definição das energias dissipadas, escolha de processos que podem ou não ser desprezados, equações de estado que regem a interação, definição dos parâmetros dos materiais envolvidos (fluido e estrutura) e formas de como podem ser avaliados os resultados.

Estes parâmetros determinantes para a simulação do modelo proposto foram definidos e serão citados a seguir dentro deste tópico.

2.3.1) Métodos de Análise da Malha

Existem diferentes maneiras de descrever o comportamento de uma malha em função de como o material se deforma, esta definição é importante tanto em aspectos de precisão quanto no aspecto de custo computacional.

Matematicamente os métodos requerem técnicas diferentes. Esta definição ocorrerá a seguir.

Note, no entanto, que o método escolhido para um dos materiais do modelo não restringe o uso de outros métodos aos outros materiais deste mesmo modelo, a escolha para cada material é independente.

2.3.1.1) Método Euleriano

Este método fornece uma descrição completa do problema. O método de Euler descreve uma variação, por exemplo da velocidade, na malha em pontos fixos no espaço. Ou seja, o campo de velocidade estaria completamente descrito se os componentes de velocidade estiverem em função das coordenadas e do tempo.

O método euleriano é ideal para análise de observação dadas em locações fixas no espaço. Como a malha é fixa, o custo computacional é menor. Contudo, é difícil conhecer as coordenadas de contorno de fluidos ou sólidos, o que gera uma queda de acurácia.

2.3.1.2) Método Lagrangeano

Também fornece uma descrição completa do problema, só que de outra maneira. O método Lagrangeano acompanha a dinâmica do sistema, descrevendo uma variação, novamente o exemplo de velocidade, acompanhando este ponto no tempo. Portanto as coordenadas de todos os pontos são representadas como funções no tempo e parâmetros que caracterizam o movimento destes pontos.

O método Lagrangeano acompanha o movimento de cada partícula e a malha se altera cada iteração do programa de elementos finitos. Sendo assim, estas alterações no formato da malha a cada iteração geram um elevado custo computacional. Em adição, há o problema da malha se colapsar quando ocorrem grandes transformações nos componentes. Sua precisão é, no entanto, maior do que a aplicada pelo método euleriano.

2.3.1.3) Método ALE (Arbitrary-Lagrangian-Eulerian)

O método ALE consiste em uma combinação dos dois métodos acima, Lagrangeano e Euleriano. Ele foi construído assim para ser utilizado em casos de impacto com alta deformação de material.

Com este método existem três possibilidades de transcorrer o fenômeno descrito no modelo, são elas:

1. A malha do material se comporta de maneira estacionária, ou seja, Euleriana.
2. A malha do material se comporta de maneira a acompanhar o material se deformando, ou seja, Lagrangeana.
3. A malha do material se comporta de maneira independente do material, ou seja, arbitrária.

Neste último caso a simulação procede de modo Lagrangeano até a malha estar extremamente distorcida. Então, pontos desta região de alta distorção da malha são reposicionados com a finalidade de reduzir a distorção a níveis aceitáveis, o que reduz o custo computacional total de uma aproximação puramente Lagrangeana enquanto é mais acurado do que o tradicional método Euleriano.

2.3.1.4) Avaliação de método

Considerando o modelo em estudo e as definições de métodos de análise de malhas se definiu os métodos de análise de malha para cada um dos componentes do modelo, fluido e válvula.

Para o fluido será utilizado o método Euleriano porque não é necessário acompanhar a dinâmica de cada partícula fluida do problema e este é o método mais comumente utilizado para fluidos.

Para avaliar a malha da estrutura da válvula será utilizado o método Lagrangeano, pois a válvula pouco se deforma em operação, o que torna desnecessário o uso do método ALE.

2.3.2) Modelagem dos Materiais

Neste tópico são definidos os parâmetros dos materiais que compõem este sistema em estudo.

2.3.2.1) Válvula (viga engastada)

Este componente do modelo pode ser modelado de maneira 2D, pois sua espessura (0.22 mm) é muito pequena quando comparada às suas dimensões restantes, largura e comprimento (aproximadamente 4 mm x 16 mm, respectivamente). Portanto sua malha será composta por elementos chamados shell (elemento característico 2D).

O tipo de material utilizado no software LS-Dyna para a válvula será o MAT_PLASTIC_KINEMATIC. Ele permite o uso de materiais isotrópicos e também possui a opção de adicionar taxa de deformação. Além disso, é um tipo de material de custo muito efetivo.

As propriedades do material utilizadas são as propriedades de aço-carbono 1020, pois a caracterização do material utilizado para a válvula do compressor em questão foi feita somente na parte final deste projeto. Como as propriedades são similares (MAT_PLASTIC_KINEMATIC só utiliza módulo de Young e coeficiente de Poisson), pouco é influenciado o resultado final.

2.3.2.1) Fluido

O material fluido precisa ser modelado de maneira 3D, pois seu fluxo só pode ser descrito desta maneira. Assim, portanto, sua malha será composta por elementos denominados solid (elemento característico 3D).

No LS-Dyna, existe um tipo de material muito utilizado para caracterizar fluidos, denominado de MAT_NULL. Ele também permite a adição de erosão em tensão e compressão.

O MAT_NULL exige a utilização de uma equação de estados para auxiliar a análise do comportamento do fluido. O item sobre equação de estados se encontra a seguir.

Neste modelagem inicial, para as propriedades do fluido estão sendo utilizadas as propriedades da água, que condiz com a equação de estados já conhecida para este problema.

2.3.3) Equação de Estados (EOS)

Em algumas situações é necessária a utilização de uma equação de estados (EOS), com a finalidade de obter uma simulação acurada do comportamento do material em estudo. A EOS determina o comportamento hidrostático ou volumétrico do material pelo cálculo da pressão em função da densidade e também, talvez, da energia e/ou temperatura.

Situações que exigem EOS são caracterizadas por uma alta taxa de deformação, elevadas pressões e propagação de ondas de choque. É claro que estes fenômenos são muito inter-relacionados.

As EOS mais comuns utilizadas pelo software LS-Dyna são: EOS_LINEAR_POLYNOMIAL ou EOS_GRUNEISEN.

Estes dois tipos de equação de estados foram estudados para saber qual deles deverá ser utilizada neste modelo. Também foi buscado outro tipo de equação para modelar o comportamento do fluido, porém as duas supracitadas são mais aconselháveis para este fenômeno.

Para esta etapa de modelagem do problema foi utilizada a EOS_GRUNEISEN, pois descreve bem, e de maneira simplificada, o comportamento do fluido utilizado para a avaliação inicial, no caso, a água.

2.3.5) Erosão

O processo de erosão por partículas sólidas é um processo de desgaste, definido como sendo a remoção de material de um substrato pelo impacto repetitivo de partículas, constituindo-se em um importante mecanismo de desgaste.

O efeito da erosão, tratando-se de análises em elementos finitos, consiste na retirada de um elemento da malha quando esta se deforma acima de um valor limite de pressão pré-definido. A retirada de um elemento da malha afeta todo o

seu entorno, deixando-o fragilizado. A erosão é utilizada no estudo de propagação de trincas ou falhas (fadiga entre outras).

Foi ignorado o efeito gerado pela erosão para esta modelagem, porque devido ao alto custo computacional do modelo, item avaliado mais a frente, são gerados poucos ciclos do sistema funcionando. Sendo assim, a adição do fenômeno da erosão se torna pouco significativa.

2.3.6) Exemplos estudados

Para uma melhor compreensão da estrutura do programa e o uso de alguns cartões de controle e seus atributos, no software LS-Dyna, foram analisados alguns exemplos de interação fluido estrutura, obtidos através do próprio sítio da empresa fabricante do programa.

A interação fluido estrutura é bem complexa para se retratar em um programa de elementos finitos, este estudo tornou possível a avaliação de como melhor utilizar os diversos recursos inclusos no software LS-Dyna.

Os exemplos contribuem significativamente para o entendimento deste tipo de problema e sua análise.

2.3.6.1) Injeção

Este exemplo trata de um fluido pressurizado sendo injetado em uma câmara que contém o mesmo tipo de fluido, só que em repouso. É interessante observar a propagação deste efeito dentro de um espaço fechado como esta câmara.

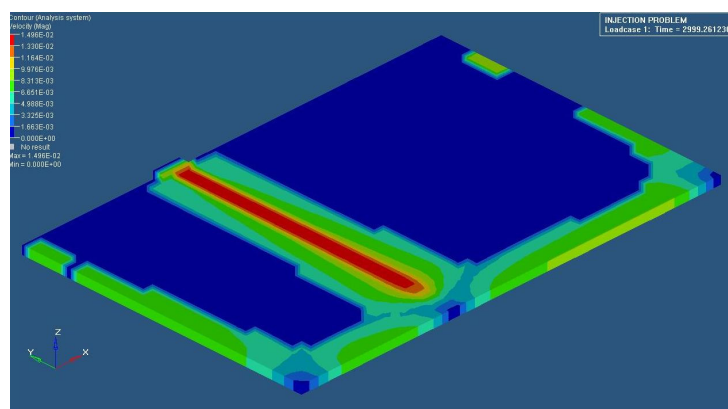


Figura 27: Exemplo de injeção de fluido pressurizado (velocidade)

Este exemplo utiliza alguns cartões de controle de interesse para o modelo em estudo.

A injeção utiliza o cartão EOS_GRUNEISEN, assim é possível uma melhor compreensão do uso de seus parâmetros.

Mas é outra questão utilizada neste exemplo que vem em encontro com a modelagem da válvula do compressor.

Para a modelar o fluido, embora o fluido já presente na câmara (em repouso) seja idêntico ao fluido pressurizado, é necessário fazer uma diferenciação de ambos.

Para o fluido já contido na câmara e em repouso é utilizado o cartão INITIAL_VOID_PART, que identifica os limites máximos por onde o fluido pode propagar, ou seja, define as dimensões desta câmara.

Já o fluido pressurizado utiliza o cartão BOUNDARY_PRESCRIBED_MOTION_NODE, que determina a direção, tipo e intensidade da pressurização.

Outros pontos neste mesmo exemplo colaboraram também para um melhor entendimento, porém não convém citar todos, somente os de maior interesse.

2.3.6.2) Penetração

Este outro exemplo é mais compatível ainda com a modelagem objetivada para a válvula do compressor, daí o grande interesse em seu código de programação e funcionamento.

O exemplo consiste em um bloco sólido (rígido) se deslocando dentro de um fluido, e, nesse mesmo fluido, existe uma membrana flexível interagindo com o fluido. Conforme a figura abaixo, a membrana, infelizmente, não está visível.

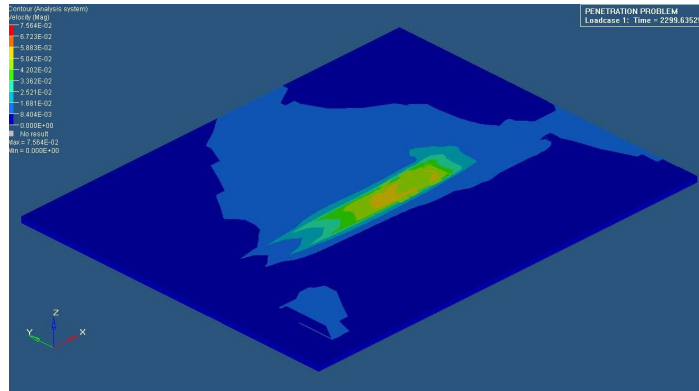


Figura 28: Exemplo de penetração sólido em fluido (velocidade)

Este exemplo fornece uma compreensão sobre a modelagem dos componentes e o projeto de suas malhas, semelhantes ao modelo da válvula do compressor. Possui os atributos que caracterizam um fluido (modelado em 3D) e uma membrana flexível (modelada em 2D).

Ele também retrata a interação entre estes dois componentes, como o controle de contato (cartão `CONTROL_CONTACT` e `CONTACT_AUTOMATIC_GENERAL`) entre os componentes.

O cartão `CONSTRAINED_LAGRANGE_IN_SOLID` é de extrema importância pois é ele que fornece o mecanismo de interação entre uma entidade Lagrangeana (escravo) e uma entidade Euleriana (mestre).

2.3.7) Hourglass

Um outro fator que pode interferir na análise do modelo da válvula do compressor é o hourglass, que afeta a malha de elementos finitos elaborada para os componentes.

Primeiramente, para entender o conceito de hourglass é necessário definir a integração reduzida. Para a redução do custo computacional dos modelos, utiliza-se a integração reduzida, que consiste em utilizar poucos ou apenas um ponto de integração no elemento da malha para obter a solução do problema numérico.

O hourglass é um problema numérico que surge quando se utiliza a integração reduzida, deformando a malha e interferindo na análise de resultados.

Portanto, para esses casos, é preciso realizar o controle do hourglass. Porém este controle é realizado de maneira iterativa, sendo assim são

necessárias diversas compilações do modelo, alterando alguns parâmetros do controle do hourglass, para determinar se esta interferência foi ou não eliminada. Após algumas compilações do programa foi observado que o controle do hourglass não é essencial, porém poderia contribuir para um refinamento da avaliação final.

2.4) Processamento

Como já mencionado, todo o processamento é realizado no software LS-Dyna, que funciona na base de uma série de cartões (funções) para a configuração do fenômeno desejado.

Parte do pré-processamento foi realizada num simples editor de textos, já que o arquivo de entrada para o LS-Dyna não passa de um arquivo .txt com extensão .k, formato aceito pelo programa. Todos os cartões de controle foram editados em um editor de texto, por ser de mais fácil manuseio.

A parte de geometria e malhas foi criada pelo pré-processador HyperMesh, e exportado para o formato adequado (.k) ao LS-Dyna.

2.4.1) Custo Computacional

Este item sobre custo computacional, inicialmente, constava no final deste relatório, porém, como acabou se tornando variável importante do trabalho ao limitar a possibilidade de realização de algumas simulações e gerar complicações nas análises, foi trazido como primeiro item da seção sobre processamento, pois assim é facilitada a compreensão dos itens e seções a seguir.

O custo computacional do processamento do fenômeno do tema deste trabalho, principalmente devido à parte fluida, no software LS-Dyna, tornou-se um obstáculo bem difícil. Em muitos casos, o período de execução do processamento tornou inviável a avaliação da interação.

Uma malha muito complexa e refinada, tanto para válvula, quanto para o fluido, elevam muito o tempo de execução, devido ao elevado número de componentes existentes. Logo, para reduzir este custo, uma das opções é diminuir o número de elementos que compõem a malha, o que deteriora o resultado da análise, porém sem comprometer a veracidade do fenômeno caso

seja feito de maneira balanceada e moderada, e atinge o objetivo de diminuir o custo computacional.

Mais uma opção, similar a esta última, é modificar a geometria do modelo na parte fluida de modo a reduzir o número de elementos das malhas, seguindo as mesmas recomendações da opção anterior, para não comprometer a finalidade do modelo.

Outra alternativa avaliada para redução do custo computacional é manter parte do fluido como void, uma opção permitida pelo LS-Dyna para o fluido, já mencionada no item 2.3.6. Esta é uma opção recomendada em casos de existir um único material modelado de maneira euleriana, como este caso estudado. Esta opção permite que todos os elementos que compõem o fluido, inicializados como void, sejam elementos vazios que possam, eventualmente, ser o fluido real, dependendo do comportamento do fenômeno. Porém esta opção não se mostrou consistente para utilização do caso.

Portanto, com a finalidade de tornar viável a avaliação dos trabalhos iniciais e, também, do fenômeno final, foram desenvolvidos três modelagens similares, porém bem distintas no quesito custo computacional, seguindo as opções supracitadas.

O primeiro e segundo modelos desenvolvidos são mais simples, estão baseados no modelo mostrado na figura 30. O terceiro modelo foi desenvolvido mais fielmente às dimensões e formato da válvula, mostrados nas figuras 6, 7 e 8. Seus aspectos gerais serão relatados neste mesmo item, e são mais bem descritos mais a frente, cada um em seu respectivo item.

O primeiro modelo, denominado modelo A, é o mais simples possível, e, como já mencionado, baseado no modelo da figura 30. É basicamente um “modelo 2D” desta interação fluido estrutura, o que contribui para um menor custo computacional. Foi feito desta maneira para que pudessem ser testados os cartões de controle, condições de contorno e condições iniciais, de uma maneira mais rápida.

O segundo modelo, denominado modelo B, já é mais bem elaborado, com uma malha mais refinada para que possa acontecer a análise do fenômeno. Com isso, é aumentado o custo computacional. As análises foram feitas para este modelo, pois a duração de seu processamento é média, com relação aos três

modelos, o que torna possível refazer o modelo algumas vezes para corrigir eventuais erros e incongruências.

O terceiro e último modelo, denominado modelo C, é fiel na aparência da válvula do compressor, bem mais refinado, tanto geometricamente quanto no que se diz respeito a sua malha de elementos, com custo computacional bem mais elevado do que os dois anteriores. Foi feito para poder validar as análises realizadas no segundo modelo.

A tabela abaixo demonstra a razão de se utilizar os três modelos, porque permite a comparação do tempo médio de execução do processamento dos mesmos e também qual tempo de duração de cada fenômeno.

Tabela 4: Tabela comparativa de tempos de execução

	Tempo médio de processamento	Tempo de duração do fenômeno (s)
Modelo A	6 horas e 45 min	2.200
Modelo B	11 horas e 30 min	3.000
Modelo C	29 horas	2.900

2.4.2) Cartões de Controle

Os cartões de controle utilizados e seus parâmetros para a modelagem inicial estão no anexo 2.

2.5) Modelo A

A geometria dos componentes, válvula e anteparo (apoio da válvula), foi feita baseada no modelo simplificado, proposto na figura 30. Enquanto que o fluido tem uma geometria que ocupa o espaço útil de movimentação da válvula, para uma melhor observação do fenômeno de interação fluido estrutura.

A geometria do problema pode ser visualizada na figura abaixo, gerada no software Hypermesh.

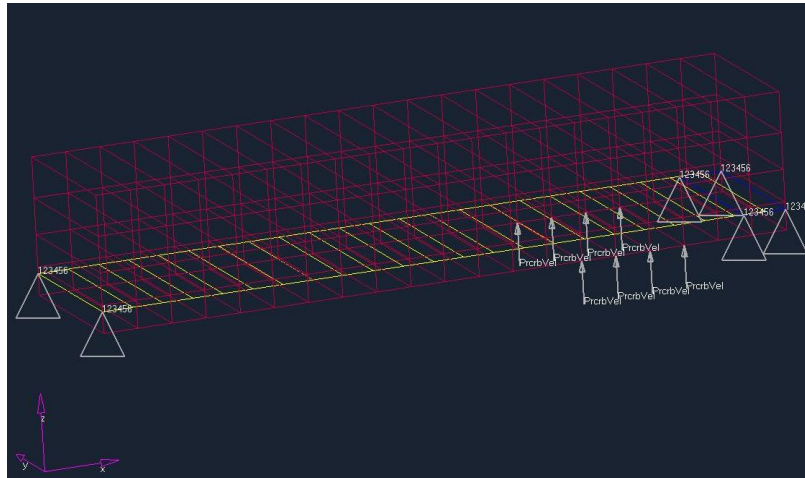


Figura 29: geometria do modelo A

Como já citado, o modelo A foi feito para ser o mais simples possível com a finalidade de reduzir ao máximo o custo computacional, mantendo as características principais da interação fluido estrutura.

Como pode ser observado da figura 33, ele é basicamente um modelado de maneira 2D, ou seja, tanto o fluido como a válvula só possuem um único elemento na dimensão de largura.

O modelo A foi feito desta maneira para que pudessem ser testados os cartões de controle, condições de contorno e condições iniciais, de uma maneira bem ágil. Isto porque com um tempo de processamento da simulação menor, todo este processo de verificação e correção de erros e incongruências fica mais rápido.

Foram testados os cartões que controlam os contatos (sólido x líquido), relação entre malhas diferentes (Euler x Lagrange), tipo de elementos, amortecimento e energia. Também ocorreu a definição das condições iniciais interativamente, de modo a fornecer um pequeno deslocamento na ponta da viga (cerca de 1.5 mm), neste caso a condição inicial foi a imposição de uma curva de velocidade para alguns nós da malha do fluido, os nós podem ser observados na figura 33 marcados pelos vetores.

O modelo também serviu para corrigir algumas incongruências contidas nas malhas dos componentes, dentre outros pequenos erros.

Abaixo estão alguns resultados, irrelevantes como contribuição para o estudo, pois o modelo B, mais refinado, é que será utilizado como estudo. Mesmo

assim, vale a pena conferir. Nas figuras estão mostrados perfis de deslocamento e tensão na viga somente, e deformação plástica (serve para observar deslocamentos no fluido) e velocidades no fluido.

Estas simulações servem para gerar uma noção dos acontecimentos na válvula, no instante 270 ms do fenômeno. Para um deslocamento máximo de 0.8 mm, figura 34, foi criada uma tensão de 194.5 MPa, figura 35.

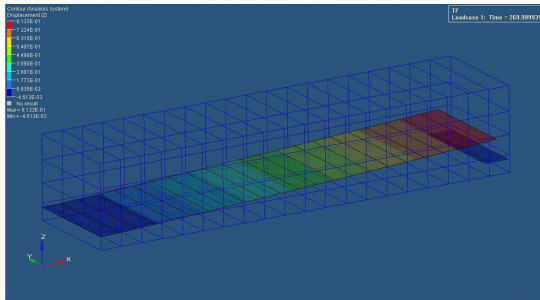


Figura 30: deslocamento na viga

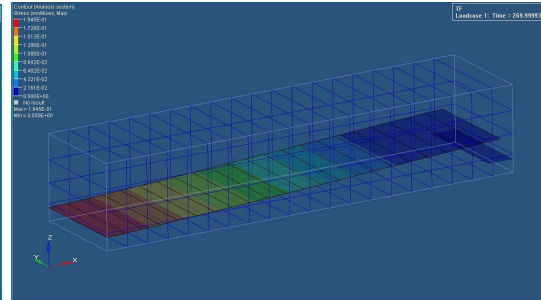


Figura 31: tensão na viga

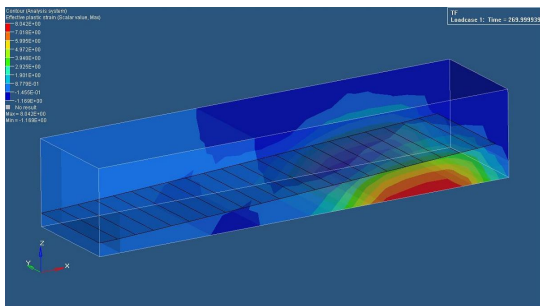


Figura 32: deformação plástica no fluido

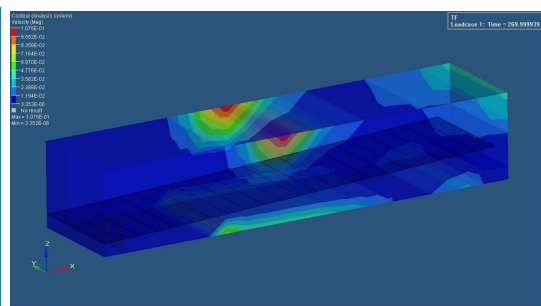


Figura 33: velocidade no fluido

2.6) Modelo B

O modelo B também está baseado na figura 30, só ocorreu uma modificação, no comprimento da viga, que diminuiu de 16 mm para 12 mm, o que torna mais similar às dimensões da válvula.

As modificações mais importantes, no entanto, aconteceram nas malhas dos componentes do sistema, que está mais refinada, ou seja, foi aumentado o número de elementos de ambas as malhas, do fluido e da viga.

Estas modificações ocorreram porque as análises foram feitas para o modelo B, já que a duração de seu processamento é média, quando levado em conta os três modelos. Desta maneira seu remodelamento para corrigir eventuais

erros e/ou incongruências detectados no pós-processamento, durante os trabalhos, ainda pode ser realizado sem comprometer os prazos estabelecidos no planejamento.

A geometria e malha do modelo B podem ser vistos na figura abaixo, retirada do software Altair HyperMesh, responsável pelo pré-processamento.

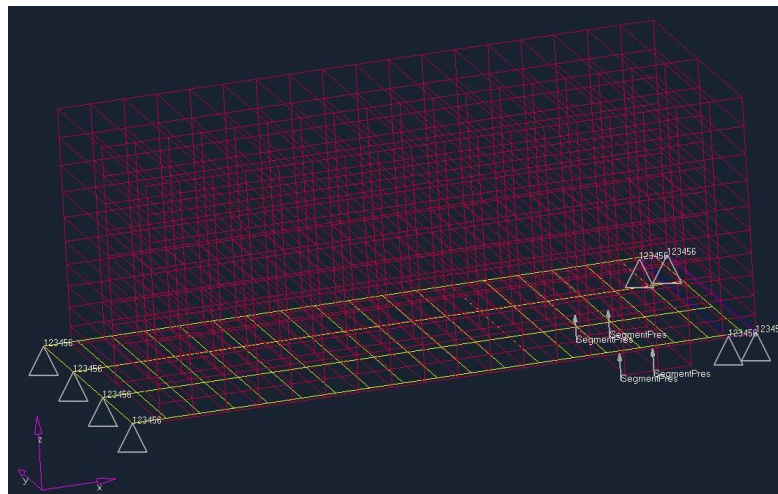


Figura 34: geometria do modelo B

Este modelo, como pode ser observado, é mais bem elaborado, com um maior número de elementos nas malhas, o que lhe confere um aspecto mais real, 3D. Deste modo, suas análises no pós-processamento são mais acuradas.

Como este é um modelo a ser avaliado os resultados, a condição inicial consiste numa curva de pressão capaz de elevar a extremidade da viga em cerca de 0.5 mm. Os vetores, na figura acima, representam esta condição inicial de pressão. A curva de pressão foi feita desta maneira porque a empresa demorou a fornecer a curva real e não existiu tempo viável para a aquisição direta da curva de pressão do compressor.

Foram feitos dois processamentos distintos para o modelo B, o primeiro foi da maneira descrita acima, e, no segundo, a única diferença foi a condição inicial modificada, a pressão foi imposta de maneira “desbalanceada”, ou seja, de maneira a gerar um momento torcional mais evidente na viga. O motivo destes dois processamentos é o último item desta seção, que analisa a fadiga do material em decorrência destes fatores.

2.6.1) Resultados (Pós-Processamento)

Existem diversas análises possíveis dos resultados, aqui serão vistos:

- deslocamentos na viga decorrentes da interação fluido estrutura, tanto para flexão como para torção;
- tensões distribuídas pela viga decorrentes destes deslocamentos, tanto para flexão como para torção;
- perfil de velocidades no fluido, para uma leve demonstração da dispersão do fluido pelo volume de controle, somente para flexão.

Para constar, o modelo B para flexão foi compilado em 10 horas 59 minutos e 2 segundos, para torção foi um tempo de execução similar.

Para deslocamentos, a unidade representativa da legenda é mm. Abaixo estão as representações da simulação para flexão e torção, em um determinado instante de tempo, $t = 540$ ms e $t = 420$ ms, respectivamente. Nestes instantes de tempo, o deslocamento máximo na flexão, no eixo Z, é de 0.25 mm e na torção de 0.1 mm, é possível observar facilmente o gradiente de deslocamentos na viga, no caso da torção, ligeiramente inclinado.

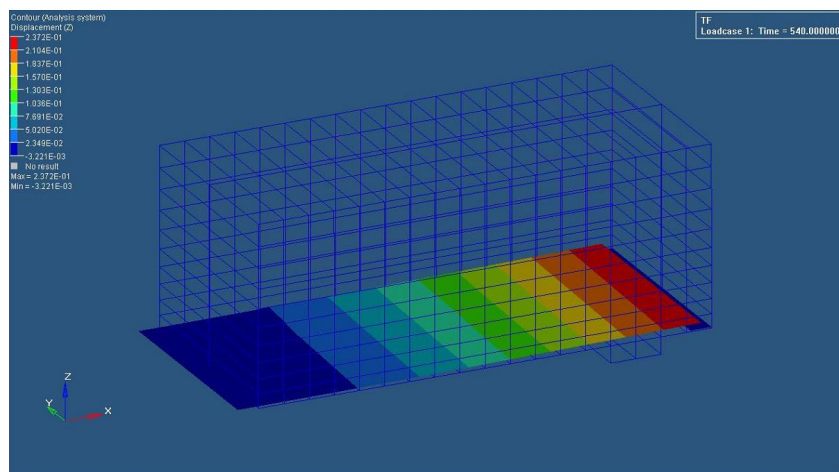


Figura 35: deslocamento na flexão

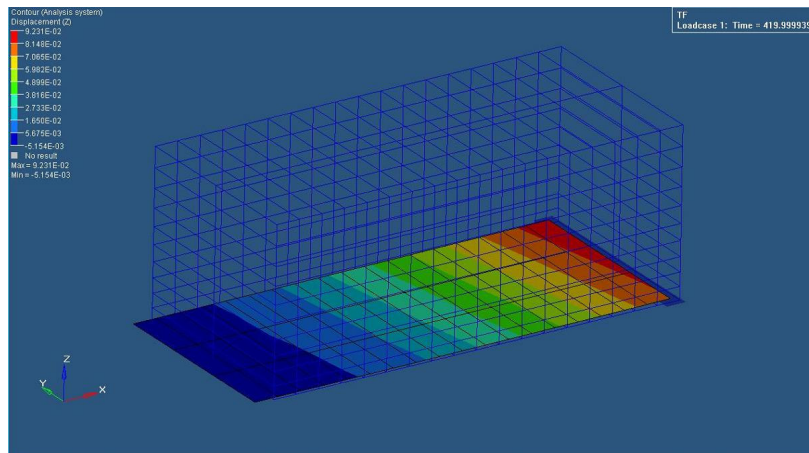


Figura 36: deslocamento na torção

Já as tensões máximas alcançadas nestas simulações, para os mesmos instantes de tempos supracitados, foram de 130.7 MPa para flexão e 57.2 MPa para torção. Valores inferiores a tensão de escoamento de um aço comum, como o SAE 1020, que possui tensão de escoamento de 350 MPa, e bem inferiores a tensão de escoamento do material da válvula, que será visto no item 2.7.

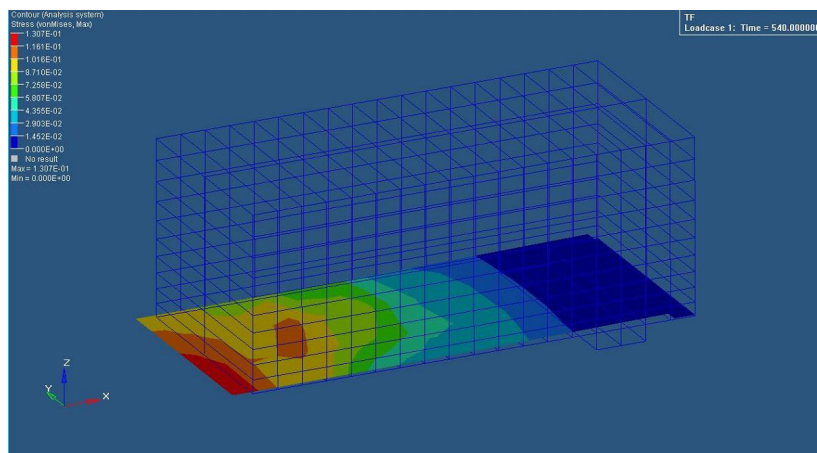


Figura 37: tensões na flexão

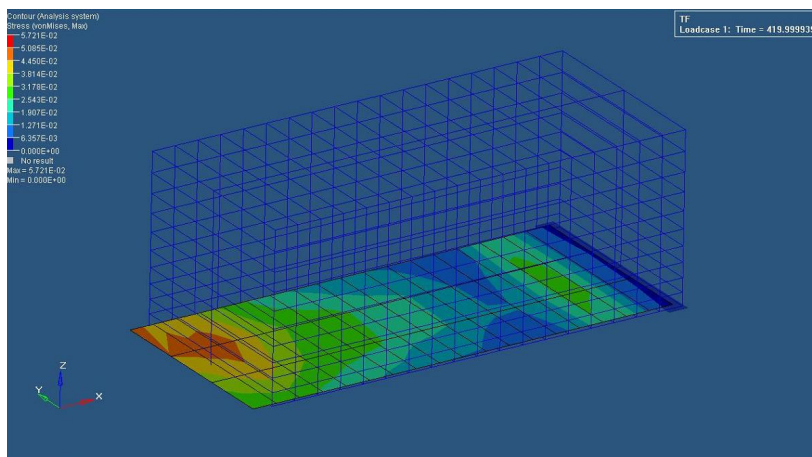


Figura 38: tensões na torção

É bem interessante observar a variação do gradiente de tensões em ambos os casos.

Para demonstrar um pouco de como o fluido se dispersa no volume, o perfil de velocidades da flexão no instante 540 ms, logo após a ação da pressão na viga. A velocidade máxima absoluta alcançada pelo fluido é de 7.67×10^{-3} m/s.

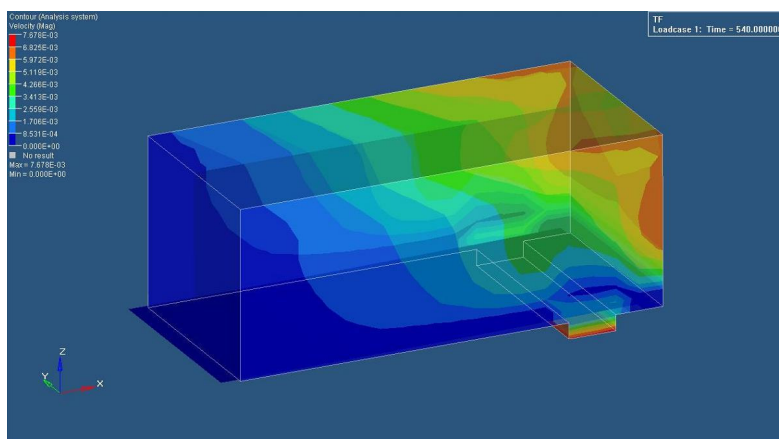


Figura 39: perfil de velocidade no fluido

2.6.2) Análise das Tensões para Fadiga

Neste é avaliada a possibilidade de ocorrer fadiga no material da válvula (viga), através da análise da curva de tensões gerada no tempo, no ponto mais crítico (base), tanto para flexão quanto para torção.

2.6.2.1) Fadiga (teoria)

Fadiga é um tipo de falha mecânica causada primeiramente pela aplicação repetida de carregamentos variáveis, cuja característica principal é causar a geração e/ou a propagação paulatina de uma trinca, até a eventual fratura da peça.

A fadiga é um problema local, que depende muito dos detalhes da geometria e do material do ponto mais solicitado da peça e da carga lá atuante, e que gera falhas localizadas, progressivas e cumulativas. O evento terminal da propagação de trincas por fadiga é a fratura, ruptura ou quebra de uma estrutura em duas ou mais partes, no momento em que ela atinge a carga máxima que pode suportar. A fratura por fadiga é típica geralmente apresenta-se fibrosa na região da propagação da trinca e cristalina na região da ruptura repentina.

O estudo da fadiga é importante porque a grande maioria das falhas de componentes de máquinas, em serviço, se deve à fadiga. E a ruptura por fadiga ocorre sem nenhum aviso prévio, ou seja, num dado momento a máquina está funcionando perfeitamente e, no instante seguinte, ela falha.

Os resultados do ensaio de fadiga geralmente são apresentados numa curva tensão-número de ciclos, ou simplesmente curva S-N. O S vem da palavra inglesa stress, que quer dizer tensão, e N representa o número de ciclos.

Supondo que, para certa solicitação de flexão S_1 o corpo de prova se rompa em um certo número de ciclos N_1 , e para uma solicitação S_2 se rompa em N_2 ciclos, e assim por diante, pode-se construir o diagrama S-N, com a tensão no eixo das ordenadas e o número de ciclos no eixo das abscissas.

Observando a curva da figura 40, curva S-N referente ao aço, nota-se que, à medida que se diminui a tensão aplicada, o corpo de prova resiste a um maior número de ciclos. Nota-se, também, que a partir de um certo nível a curva se torna horizontal, isto significa que o número de ciclos para o rompimento do corpo de prova torna-se praticamente infinito. Esta tensão máxima, que praticamente não provoca mais a fratura por fadiga, chama-se limite de fadiga ou resistência à fadiga do metal considerado, S_n .

Na figura 40 as curvas S-N que interessam são, para flexão (Bending) e torção (Torsion). A tensão (Stress) está na ordenada e a abscissa é a vida em

ciclos (life), trata-se de um gráfico logarítmico por logarítmico. S_u é a tensão de ruptura do material.

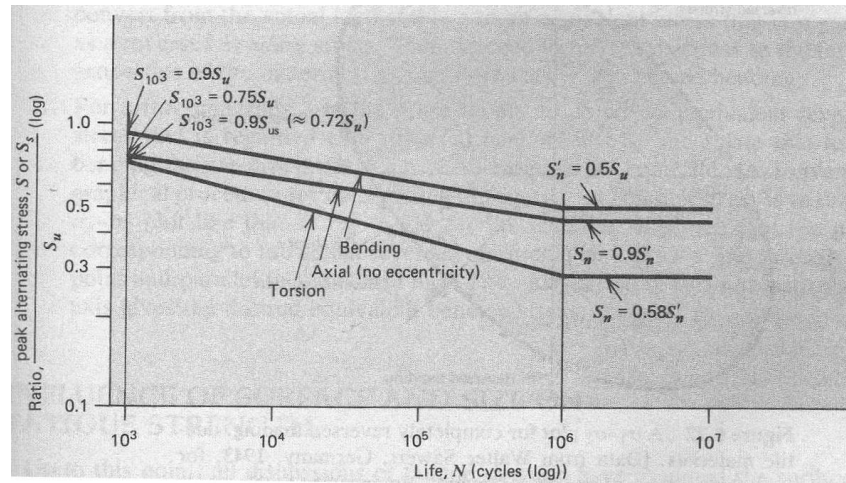


Figura 40: curva S-N de aço para flexão, esforço axial e torção [12]

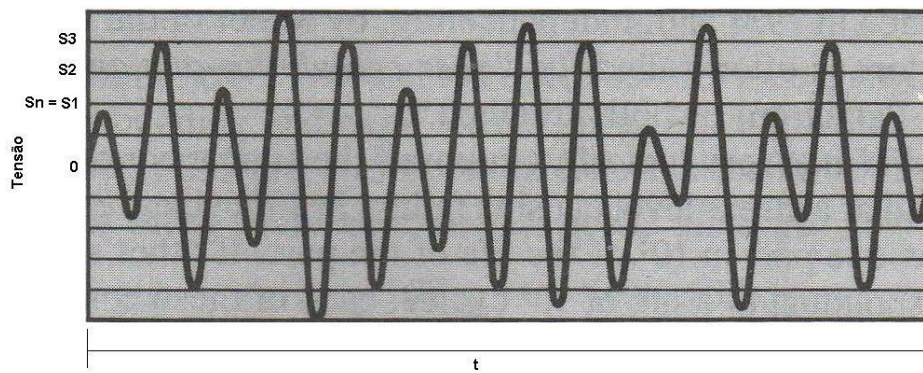


Figura 41: curva carga de variação aleatória em um tempo t

O cálculo para vida em fadiga (V), ciclos, para uma carga de variação aleatória, figura 41, pode ser realizado através da soma de dano acumulado (D), pela regra de Palmgren ou Miner [12].

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_k}{N_k} \quad (11)$$

Onde: n_i - número de ciclos em que a tensão $S_i > S_n$

N_i - vida, em ciclos, retirada da curva S-N, das tensões S_i

Portanto a vida em fadiga é encontrada ao multiplicar o inverso do dano acumulado pelo tempo em que a carga de variação aleatória esteve aplicada.

$$V = \frac{1}{D} \cdot t \quad (12)$$

Assim é encontrada esta estimativa de vida.

2.6.2.2) Análise das Tensões na Válvula para Fadiga

Para a avaliação das tensões para fadiga, aplicando a teoria do item 2.6.2.1, é necessário obter a curva de tensões nos pontos críticos (base da viga) no tempo, para os dois casos, flexão e torção.

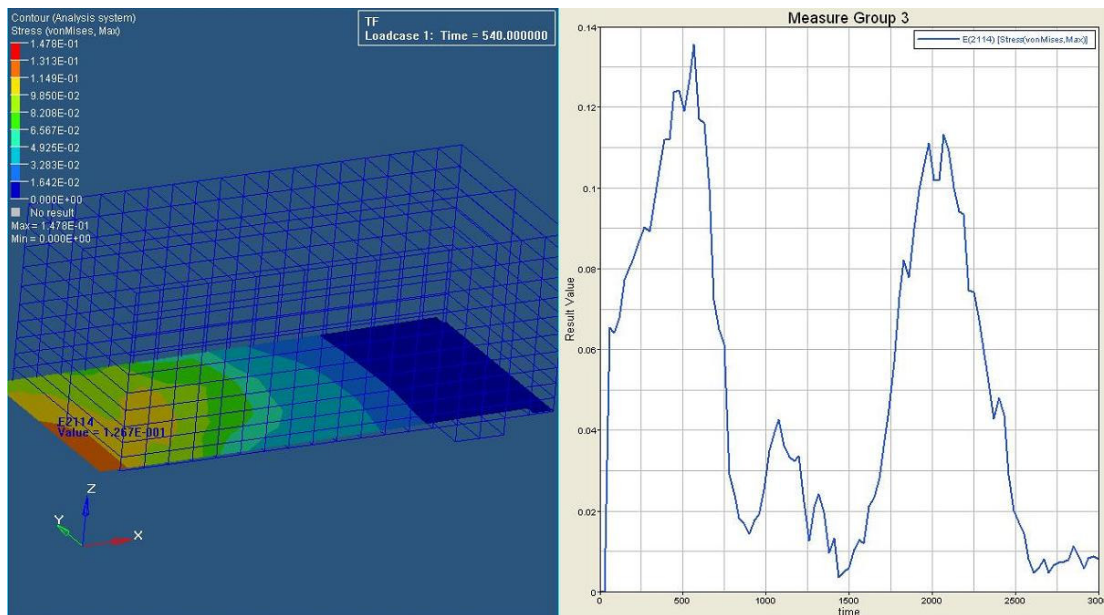


Figura 42: curva da tensão para flexão

A unidade do gráfico para tensão é dada por KN/mm^2 , se multiplicarmos por 10^3 a unidade será MPa, mais usual. O tempo está em ms.

O limite de fadiga de um aço comum para flexão, SAE 1020, de acordo com a curva S-N da figura 40, é $(0.5 \cdot S_u)$, portanto cerca de 210 MPa. Como o gráfico da figura 42 mostra, a máxima tensão obtida na flexão é 140 MPa, com

estes dados é chegada à conclusão que na válvula não ocorre fadiga devido a flexão.

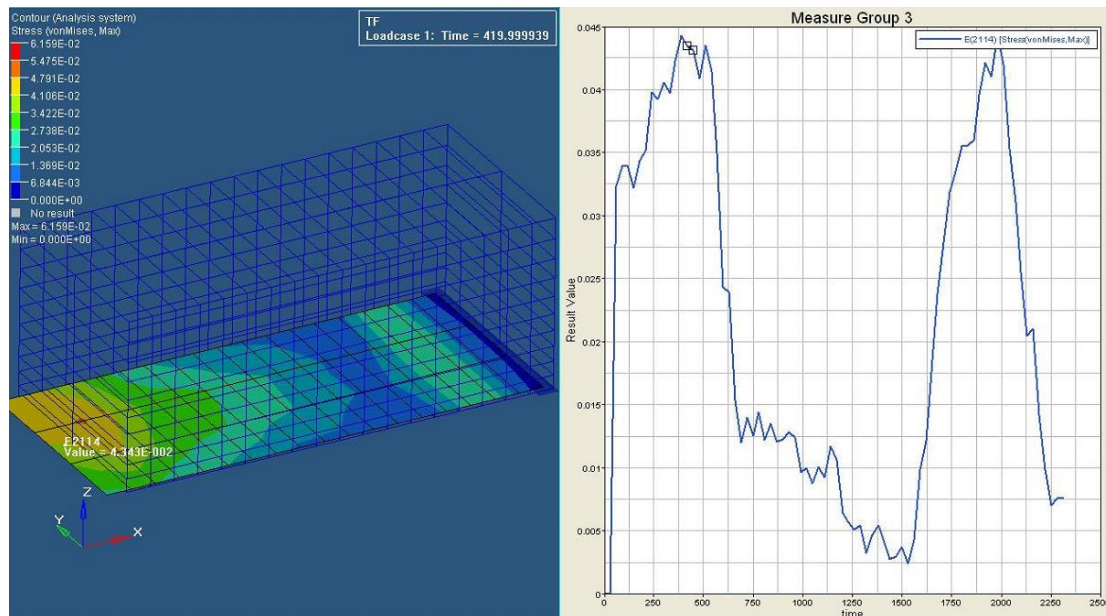


Figura 43: curva da tensão para torção

Novamente, a unidade do gráfico para tensão é dada por KN/mm^2 , se multiplicarmos por 10^3 a unidade será MPa, mais usual. E o tempo está em ms.

O limite de fadiga do aço SAE 1020 para torção, de acordo com a curva S-N da figura 40, é $(0.58 \cdot 0.5 \cdot S_u)$, portanto cerca de 121.8 MPa. Como o gráfico da figura 43 mostra, a máxima tensão obtida na torção é 45 MPa. Sendo assim, com estes dados é chegada à conclusão que na válvula também não ocorre fadiga devido a torção.

Outro ponto importante é que o material da válvula é muito melhor do que o SAE 1020, pelo menos no que se diz respeito à tensão de escoamento, como será visto na seção 2.7, a seguir.

2.7) Caracterização do Material

Foi realizada a caracterização do material em estudo, de propriedades desconhecidas até mesmo para a própria empresa fabricante do compressor, a Embraco.

O objetivo é obter a curva Tensão x Deformação do material, através de ensaios de tração em corpos de prova do material. Assim serão conhecidas diversas propriedades deste material, como tensões de escoamento e ruptura, e as características comportamentais do material nas regiões elástica e plástica desta curva. A partir destes ensaios é possível, também, obter o módulo de elasticidade (ou Young) do material.

Com a finalidade de obter uma maior exatidão da curva Tensão x Deformação, foi estudada a possibilidade de os deslocamentos no corpo de prova, em meio ao ensaio de tração, serem medidos por um meio externo à máquina.

A máquina de ensaio obtém as medições de deslocamento do corpo de prova via o encoder do motor que realiza a tração do material que está sendo testado. Deste processo de medição decorrem alguns erros, extremamente pequenos, tais como erro de Abbe, que consiste de o eixo de medição estar fora do eixo de atuação.

Foram avaliadas duas alternativas: medição pelo uso de apalpadores ou medição através de laser. Porém foi concluído que o custo/benefício destas soluções era muito baixo, devido ao fato de que a diminuição do erro de medição não compensa a complexidade de sua utilização/instalação.

2.7.1) Ensaio de tração

Os parâmetros de comportamento do material do corpo de prova são as tensões e deformações típicas de cada fase do teste de tração. As tensões obtidas no teste de tração são dados importantes tanto para o projeto de componentes e estruturas que trabalharão na fase elástica como para os que trabalharão na fase plástica.

O ensaio consiste em carregar um corpo de prova, submetendo-o a uma carga de tração que aumenta gradativamente. Os valores de carga e deslocamento são medidos continuamente ao longo do ensaio e traçada a curva de comportamento. Os esforços ou cargas são medidas na própria máquina, e, normalmente, o ensaio ocorre até a ruptura do material.

Com esse tipo de ensaio, pode-se afirmar que praticamente todas as deformações promovidas no material são uniformemente distribuídas em todo o

seu corpo, pelo menos até ser atingida uma carga máxima próxima do final do ensaio. E, como é possível fazer com que a carga cresça numa velocidade razoavelmente lenta durante todo o teste, o ensaio de tração permite medir satisfatoriamente a resistência do material. A uniformidade da deformação permite ainda obter medições para a variação dessa deformação em função da tensão aplicada. Essa variação é determinada pelo traçado da curva tensão-deformação. A uniformidade termina no momento em que é atingida a carga máxima suportada pelo material, quando começa a aparecer o fenômeno da estricção ou da diminuição da secção do provete, no caso de materiais com certa ductilidade. A ruptura sempre se dá na região mais estreita do material, a menos que um defeito interno no material, fora dessa região, promova a ruptura do mesmo, o que raramente acontece.

A precisão de um ensaio de tração depende, evidentemente, da precisão dos aparelhos de medida que se dispõe. Com pequenas deformações, pode-se conseguir uma precisão maior na avaliação da tensão ao invés de detectar grandes variações de deformação, causando maior imprecisão desta avaliação. Mesmo no início do ensaio, se esse não for bem conduzido, grandes erros podem ser cometidos, como por exemplo, se o provete não estiver bem alinhado, os esforços assimétricos que aparecerão levarão a falsas leituras das deformações para uma mesma carga aplicada.

2.7.1.1) Corpos de Prova

Foi requerida junto à empresa Embraco uma quantidade de material para a realização do ensaio. A empresa se dispôs a fornecer o material, porém, como a válvula é importada, só puderem fornecer uma quantidade de válvulas, e não do material propriamente dito.

Portanto, foi necessário encontrar a melhor maneira de aproveitamento desta válvula para a retirada de um corpo de prova maior possível. O processo realizado pode ser observado conforme a figura abaixo.

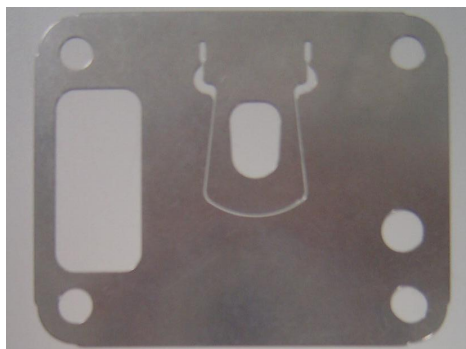


Figura 44: válvula sem usinagem

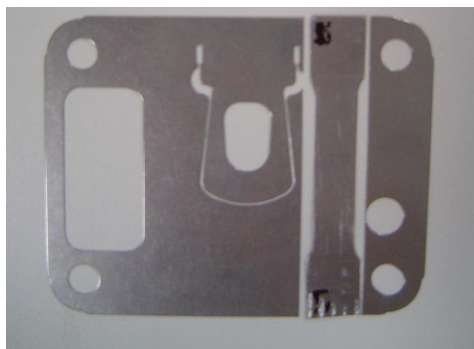


Figura 45: usinagem do corpo de prova

Para constar, a empresa enviou como material a própria válvula, só que uma diferente da usada no compressor em estudo, ver figura 8, o que não interfere em nada o ensaio, pois o material é o mesmo. Para o teste de tração e amostragem do ensaio foram usinados quatro corpos de prova.

2.7.1.2) Procedimentos do Ensaio de Tração

Os corpos de prova são fixados no equipamento Instron, foto do equipamento logo abaixo, por meio de garras mecânicas de formato de cunhas, separadas por uma distância padronizada, determinada pelo corpo de prova.



Figura 46: equipamento Instron com corpo de prova e focado no corpo de prova

As garras se afastam a uma velocidade constante que depende do material e corpo de prova em questão, neste caso, pela similaridade com o aço e pela falta de conhecimentos sobre as propriedades do material, foi utilizada uma velocidade conservadora, de 0.5 mm/s. Uma célula de carga, localizada acima da garra superior, registra a força necessária para o movimento de tração do corpo de prova. O encoder do motor registra o alongamento, assim, a máquina fornece uma curva de Carga x Deslocamento.

2.7.1.3) Amostragem

Conforme já mencionado, foram usinados 4 corpos de prova para ser feita uma amostragem do problema. Porém, somente uma das amostras se comportou de maneira correta, ou seja, somente em uma amostra foi possível extrair os dados desejados, pois o ensaio se transcorreu conforme o esperado.

Em dois dos quatro ensaios de tração, ocorreu um mesmo problema, e, para um terceiro ensaio, a falha acabou por ser consequência deste problema.

Como já mencionado, o material enviado pela empresa foi a própria válvula, porque a empresa importa este componente já fabricado, portanto não possui o material para fabricação nem sequer conhece suas propriedades. Sendo assim, os corpos de prova foram, obrigatoriamente, usinados com 0.22 mm de espessura, a espessura da válvula, o que ocasionou o problema.

A garra do equipamento de ensaio de tração é recartilhada, usinagem feita para uma melhor fixação do corpo de prova. Na fixação, esta parte recartilhada fragiliza o corpo de prova devido à pequena espessura do material e inutiliza o ensaio de tração, pois o corpo de prova se rompe, durante o ensaio, nesta região fragilizada, fato que ocorreu em dois dos ensaios. E, ao tentar evitar este problema, a fixação pode ficar frouxa e o corpo de prova escapar de uma das garras do equipamento, conforme ocorreu em um dos ensaios, também inutilizando estes dados.

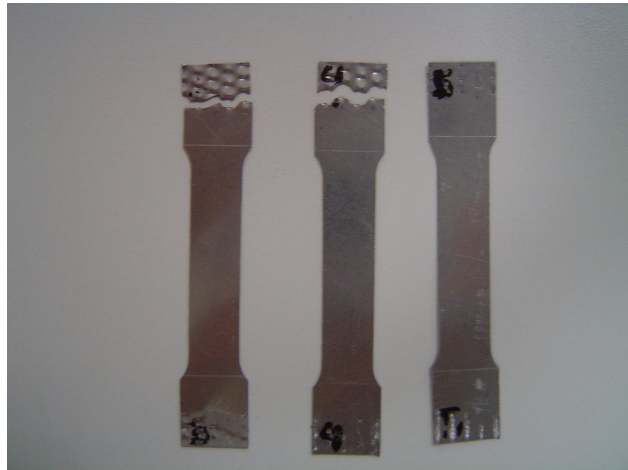


Figura 47: falhas dos ensaios

Contudo, um dos quatro ensaios possíveis transcorreu de maneira normal, desta maneira, os dados obtidos neste ensaio servem para a caracterização do material, conforme será avaliado nas seções seguintes, somente não ocorrerá a amostragem dos dados.



Figura 48: ensaio correto

Os relatórios dos quatro ensaios estão anexados ao final deste relatório.

2.7.1.4) Curva Carga x Deslocamento

O equipamento utilizado (Instron) gerou a seguinte curva de carga por deslocamento.

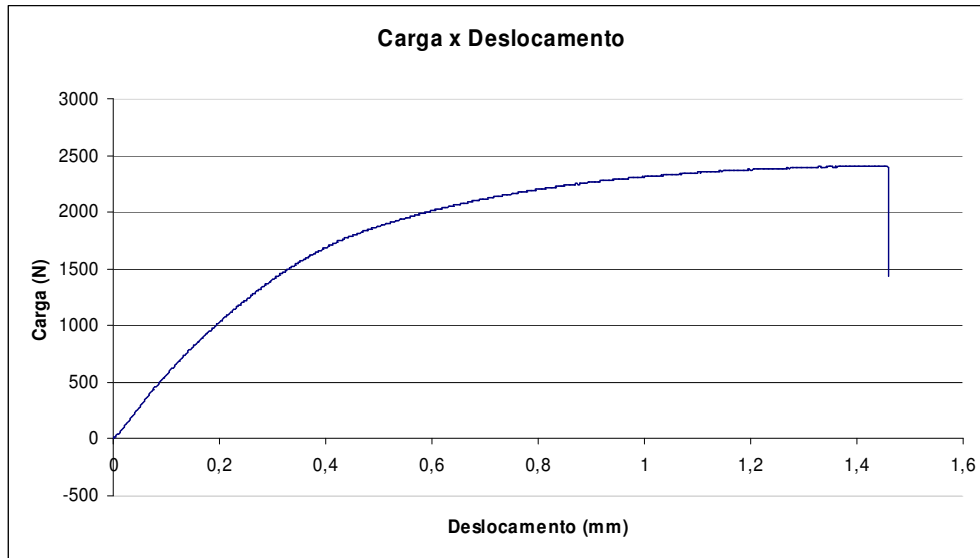


Figura 49: Curva Carga x Deslocamento do ensaio de tração

Vale observar que a carga máxima suportada neste ensaio de tração foi de 2407.13 N (245.63 Kgf), e a carga de ruptura foi de 1433.89 N (146.32 Kgf).

A finalidade do ensaio é a obtenção da curva tensão deformação do material, que pode ser adquirida a partir dos dados da curva carga deslocamento fornecida no ensaio.

2.7.2) Curva Tensão x Deformação

A curva tensão deformação é uma descrição gráfica do comportamento de deformação de um material sob carga de tração uniaxial.

Como o corpo de prova é submetido a uma força F , a tensão de tração é dada por:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (13)$$

Onde: σ - tensão de tração

F - força de tração

A - área da secção do corpo de prova

E a deformação do corpo de prova é dada por:

$$\varepsilon_{long} = \frac{\Delta L}{L_o} \quad (14)$$

Onde: ε_{long} - deformação longitudinal

ΔL - deslocamento

L_o - comprimento inicial

Tabela 5: Parâmetros iniciais do corpo de prova

Largura (mm)	Espessura (mm)	Comprimento (mm)	Area secção[mm ²]
6.78	0.22	30.58	1.4916

Desta maneira, com as equações (13) e (14), e os valores da tabela 5, é possível a obtenção da curva tensão deformação, a partir da curva carga deslocamento obtida no ensaio de tração.

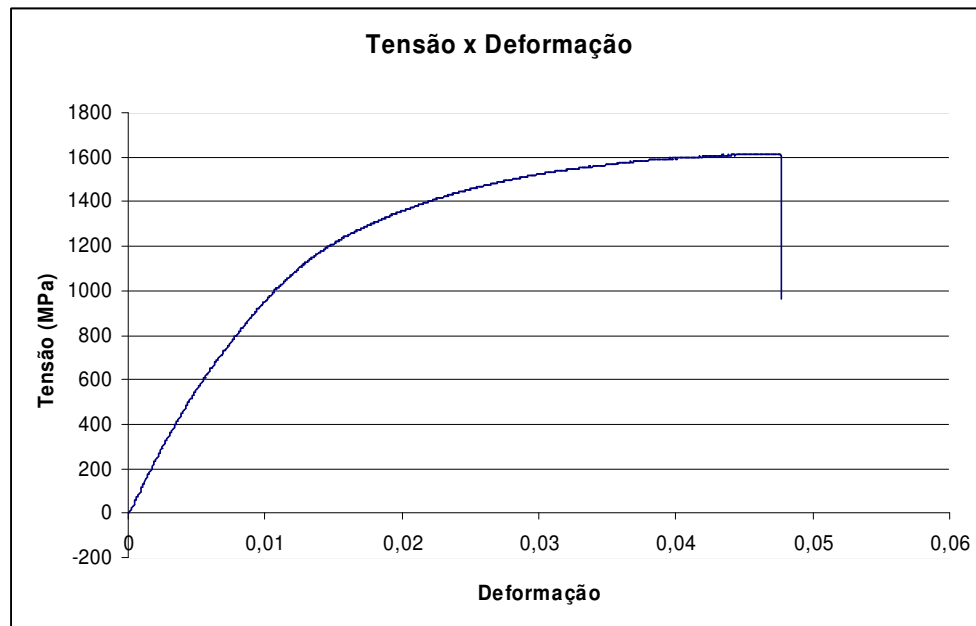


Figura 50: Curva Tensão x Deformação do ensaio de tração

A partir desta nova curva se torna possível a caracterização do material, no que se diz respeito às tensões de escoamento e ruptura, e, também, módulo de elasticidade, como serão vistos a seguir. Vale a pena notar a elevada tensão de escoamento alcançada no ensaio do material, em torno de 1100 MPa, e sua

tensão máxima, de cerca de 1600 MPa. O que sugere ser um bom material o da válvula, possivelmente um tipo de aço submetido a uma seqüência de tratamentos térmicos.

2.7.3) Módulo de Elasticidade (Young)

Para a maioria dos metais que são solicitados em tração e com níveis de tensão relativamente baixos, a tensão e a deformação são proporcionais, linear, de acordo com a relação abaixo.

$$\sigma = \varepsilon.E \quad (15)$$

Esta é a conhecida lei de Hooke uniaxial e a constante de proporcionalidade “E” é o módulo de elasticidade, ou módulo de Young.

As deformações elásticas não são permanentes, ou seja, quando a carga é removida, o corpo retorna ao seu formato original.

Assume-se que a deformação elástica é independente do tempo, ou seja, quando uma carga é aplicada, a deformação elástica permanece constante durante o período em que a carga é mantida constante. Também é assumido que após a remoção da carga, a deformação é totalmente recuperada, ou seja, a deformação imediatamente retorna para o valor zero.

O equipamento da Instron já fornece o valor do módulo de elasticidade assim que é terminado o ensaio.

Tabela 6: Módulo de elasticidade do material

Módulo de Elasticidade (MPa)
120687.991

2.8) Modelo C

O modelo C foi desenvolvido de maneira a ser fiel na aparência da válvula do compressor, e bem mais refinado. Sua geometria segue à dos componentes do compressor e a sua malha possui um número bem mais elevado de

elementos, o que gera um custo computacional bem alto, muito maior do que os dois anteriores. Foi feito para poder validar as análises realizadas no modelo B.

A geometria e malha do modelo C podem ser vistos abaixo, a figura foi retirada do software Altair HyperMesh, durante o pré-processamento.

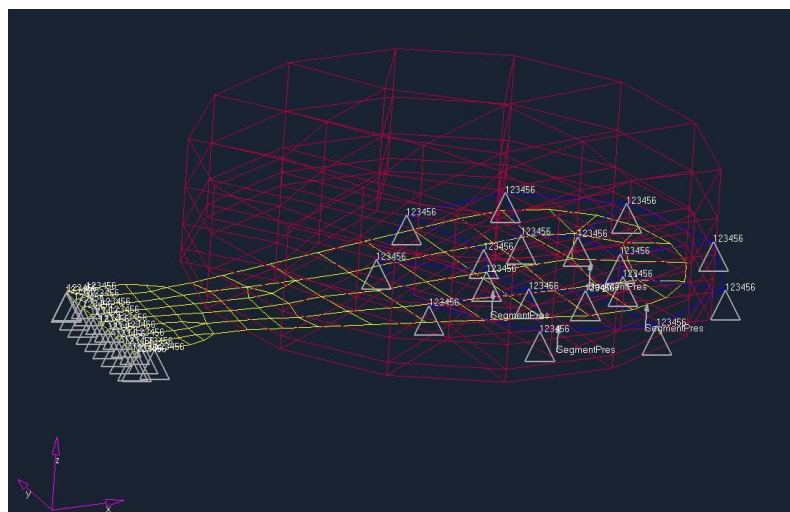


Figura 51: geometria do modelo C

Como pode ser observado, o modelo é mais bem elaborado.

A malha do fluido (em vermelho), que possui um maior número de elementos, está no formato da camisa do pistão do compressor, possui uma característica interessante, possui um gradiente com relação às camadas de elementos em sua altura, sendo mais densa perto da válvula, para aumentar a precisão.

A geometria da viga agora se assemelha bastante à da válvula, ver figura 8, e sua malha está mais refinada nas regiões mais críticas, perto da base, e mais grosseira na extremidade oposta. Desta maneira é poupado custo computacional.

Existe também o anteparo, agora com o formato correto para que orifício de passagem do fluido esteja fiel com a realidade.

A condição inicial, de pressão, novamente consiste numa curva capaz de elevar a extremidade da viga em cerca de 0.5 mm. Os vetores, na figura, representam esta condição inicial de pressão.

2.8.1) Resultados (Pós-Processamento)

Conforme já mencionado em itens anteriores, esta seção foi feita simplesmente com o objetivo de validar o modelo B. O custo computacional deste modelo C é bastante alto, o processamento demorou 34 horas 59 minutos 31 segundos.

O deslocamento da válvula, no eixo Z, atingiu um valor máximo de 0.4 mm, similar ao modelo B. Pôde ser observada alguma instabilidade com relação à torção, mas nada que gerasse algum deslocamento incongruente ou tensão mais elevada, pois como pode ser visto na figura abaixo, o gradiente de deslocamento é bem estável.

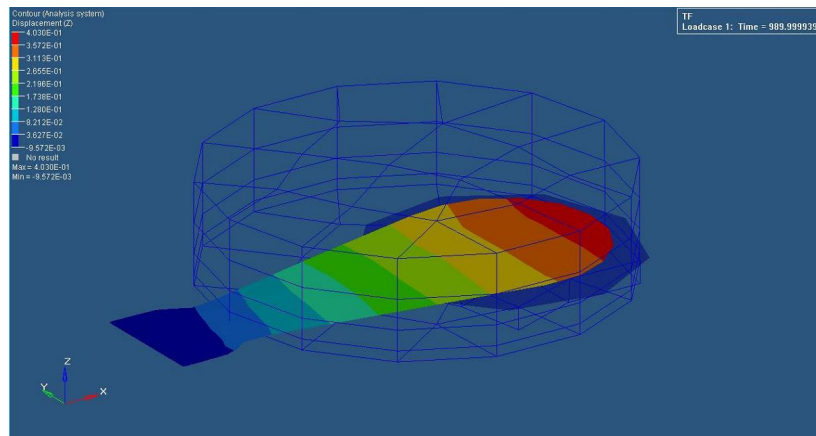


Figura 52: deslocamentos no modelo C

Quanto às tensões, ficou provado que não ocorre fadiga na válvula com relação à flexão, porque, como pode ser visto na figura 53, a tensão não ultrapassou o valor de 190 MPa, sendo assim, ficou abaixo do limite de fadiga do material.

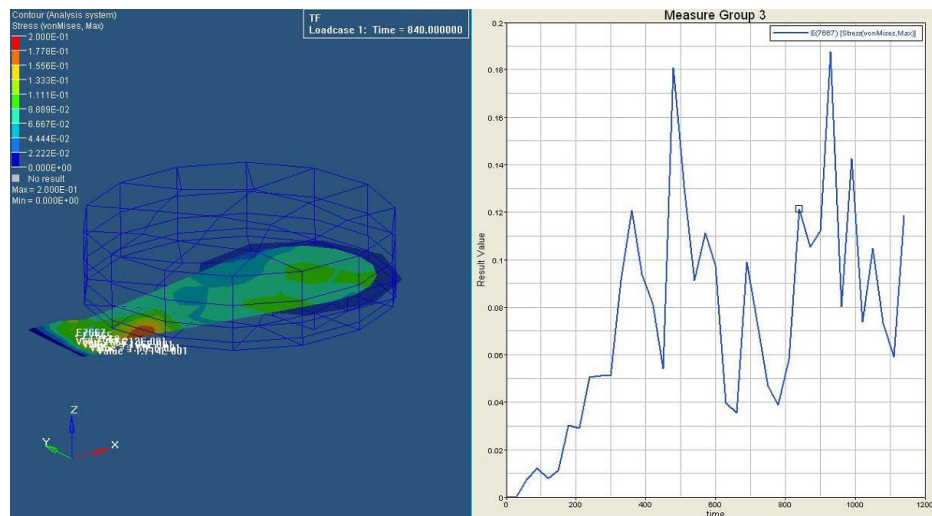


Figura 53: gráfico de tensões no modelo C

Para demonstrar a distribuição do fluido, após um acionamento do pistão, foi elaborada uma seqüência que demonstra a dispersão do fluido, na forma de vetores, que simbolizam, ao mesmo tempo, direção e módulo. Portanto é uma maneira mais didática de se ver a dispersão.

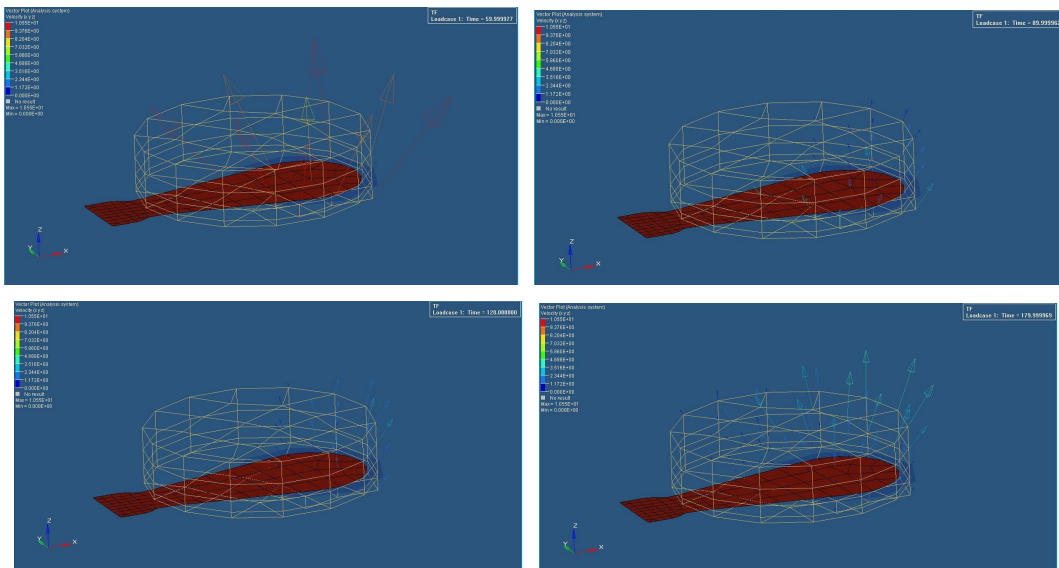


Figura 54: velocidade disposta na forma de vetores no modelo C

/

3) Conclusões

O custo computacional das simulações foi pobremente pré-avaliado, pois tomou boa parte dos esforços e sua importância só cresceu com o andamento do projeto.

Os resultados foram satisfatórios porque foi possível desenvolver uma dinâmica bem similar à da válvula, como os resultados no pós-processamento puderam comprovar. A parte de mecânica estrutural do sistema foi bem desenvolvida e estudada, daí um dos motivos para a concretização do modelo. Porém a parte fluida foi pouco aprofundada e seus resultados pouco explorados, o que poderia ter contribuído bastante para o trabalho.

A caracterização do material teve algumas complicações devido a restrição do material enviado pela empresa fabricante do compressor. Apenas um dos quatro ensaios obteve sucesso, mas foi válida e contribuiu bastante para um conteúdo mais completo do trabalho, parte numérica e experimental. Vale a pena constar aqui a excelência do material que compõe a válvula, capaz de suportar tensões muito elevadas durante o ensaio.

A vida da válvula não pôde ser estimada porque ela não sofre do tipo de fadiga mais comum, com tensões cíclicas em sua base. Mas sim de uma fadiga de impacto em sua extremidade oposta, após realizar seu deslocamento acontece um choque no retorno, daí, após milhões de ciclos, acontece a quebra e a válvula é inutilizada. Infelizmente, devido a sua maior complexidade, este tema não foi abordado no trabalho, mas merece atenção, pois é uma área pouco explorada.

ANEXO 1

DETERMINAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DE UMA VIGA ENGASTADA ANALITICAMENTE

Utilizando a teoria de vigas que introduz as seguintes hipóteses simplificadoras: a) Pequenos deslocamentos e deformações b) O eixo neutro é inextensível na flexão c) Seções planas permanecem planas d) Apenas deformações por flexão são contabilizadas, desprezando-se as deformações por cisalhamento. E a carga distribuída sobre a viga relaciona-se com a flecha (deslocamento devido a flexão) pela seguinte equação diferencial:

$$p(x) = EI \frac{d^4 v(x)}{dx^4} = EI v^{iv}(x) \quad (1)$$

Onde v é o deslocamento lateral da viga.

A equação 1 pode ser obtida a partir dos seguintes resultados da Teoria de Resistência dos Materiais:

$$p(x) = \frac{dQ}{dx} \quad (1.1)$$

$$Q(x) = \frac{dM}{dx} \quad (1.2)$$

$$M(x) = EI \frac{d^2 v}{dx^2} \quad (1.3)$$

Na situação em que a viga entra em vibração porque o carregamento sobre ela varia ao longo do tempo e provocam acelerações surgem esforços de inércia que interferem no equilíbrio do sistema dessa forma somam-se os esforços distribuídos de inércia ao carregamento distribuído $p(x)$, contrários ao movimento:

$$p(x,t) - mv^{ii}(x,t) = EI v^{iv}(x,t) \quad (2)$$

Onde t é a variável tempo e m a massa distribuída da viga.

O modelo físico assume a hipótese de que:

- a viga possui seção prismática constante e o material é homogêneo isotrópico. Portanto o peso específico do material (γ), o módulo de elasticidade (E), o momento de inércia da seção transversal (I), a área da seção transversal (A) e a massa por unidade de comprimento ($m = \gamma A/g$) são todos constantes.
- É contabilizado apenas a deformação por flexão:
$$M(x,t) = EI v^{ii}(x,t) \text{ - Momentos fletores} \quad (3)$$
$$Q(x,t) = EI v^{iii}(x,t) \text{ - Forças cortantes} \quad (4)$$
- O eixo neutro é inextensível. Não há esforços na direção axial.
- O estado do sistema fica determinado por $v(x,t)$
- A inércia de rotação de massa é desprezível.

Já o modelo matemático assume as seguintes hipóteses:

- Os deslocamentos são suficientemente pequenos para valer a imposição do equilíbrio na configuração não deformada como pode ser observado na figura 1
- Como consequência disso, e das hipóteses do modelo físico, o comportamento do sistema pode ser linearizado.
- A resultante dos esforços laterais distribuídos $q(x,t)$ podem ser considerados constantes sobre um comprimento elementar dx , tão pequeno quanto se queira.

$$q(x,t) = p(x,t) - F_{\text{inércia}} \quad (5) \text{ desconsiderando o amortecimento viscoso}$$

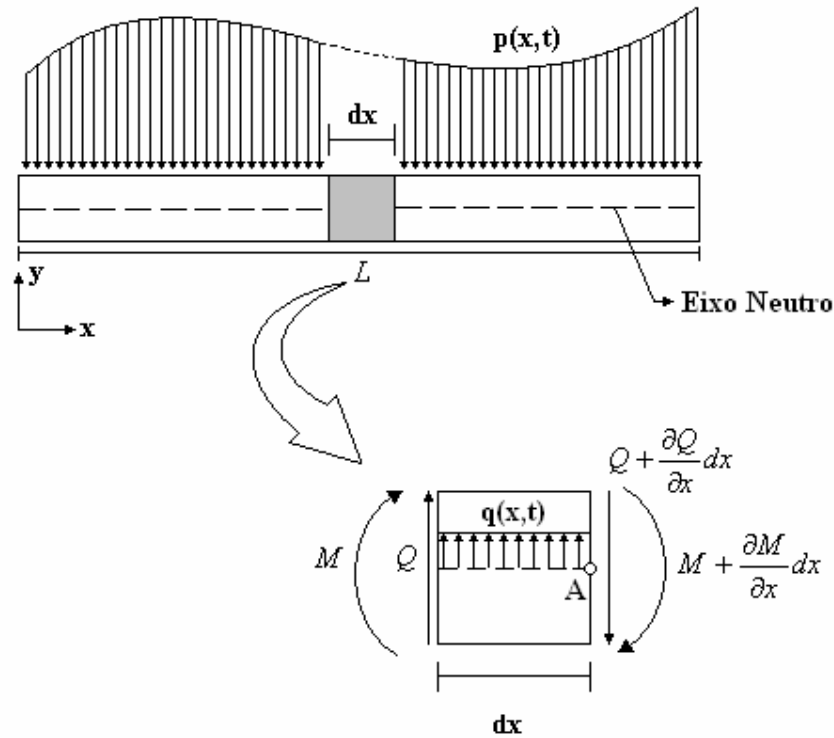


Figura 1: Esforços numa Viga em Flexão

Fazendo-se o equilíbrio de forças verticais sobre o volume elementar (figura 1) segue:

$$Q - (Q + dQ) + qdx = 0 \quad (6)$$

$$dQ = \frac{\partial Q}{\partial x} dx = qdx \Rightarrow \frac{\partial Q}{\partial x} = q(x,t) \quad (7)$$

A partir de (7) e (5) e sabendo que $F_{\text{inércia}} = mv^{ii}(x,t)$ resulta:

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = p(x,t) - mv^{ii}(x,t) \quad (8)$$

Fazendo-se o equilíbrio de momentos no plano em relação ao pólo A (figura 1) segue:

$$(M + dM) - M + Qdx - (qdx)\frac{dx}{2} = 0 \Rightarrow dM = Qdx \quad (9)$$

Pois o termo $qdx^2/2$ é desprezível e como $dM = \frac{\partial M}{\partial x} dx \Rightarrow \frac{\partial M}{\partial x} = Q$ (10) que fornece uma relação entre o momento e a força cortante. De 10 e 3, vem:

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{\partial^2 M}{\partial x^2} = EIv^{iv} \quad (11)$$

Substituindo 11 em 8 resulta:

$$mv^{ii}(x,t) + EIv^{iv} = p(x,t) \quad (12)$$

Que é a equação de equilíbrio dinâmico de uma viga em vibração lateral. Para o caso em estudo, viga engastada em vibração livre, tem-se as condições de contorno para qualquer valor de tempo:

$$v(0,t) = 0 \quad (13)$$

$$\left. \frac{\partial v}{\partial x} \right|_{x=0} = 0 \quad (14)$$

$$M(L,t) = EIv^{ii}(L,t) = 0 \quad (15)$$

$$\left. \frac{\partial M}{\partial x} \right|_{x=L} = EIv^{iii}(L,t) = 0 \quad (16)$$

Como o movimento da viga é síncrono, ou seja, todas as secções transversais da viga movem-se na mesma frequência, quando em vibração livre. Por hipótese, a flecha $v(x,t)$ é a função incógnita, desse modo tomando-a em forma de variáveis separadas para resolver a equação diferencial (12) vem:

$$v(x,t) = \phi(x)T(t) \quad (17)$$

Substituindo 17 em 12 e lembrando que o caso em estudo é vibração livre $p(x,t)=0$, resulta:

$$m\phi(x)T^{ii}(t) + EI\phi^{iv}(x)T(t) = 0 \quad (18)$$

Rearranjando 18 para separar os termos que dependem de x daqueles que dependem de t :

$$-\frac{T^{ii}(t)}{T(t)} = \frac{EI}{m} \frac{\phi^{iv}(x)}{\phi(x)} = k \text{ (constante)} \quad (19)$$

de onde retiram-se as duas equações diferenciais ordinárias e independentes seguintes:

$$T^{ii}(t) + kT(t) = T^{ii}(t) + \omega^2 T(t) = 0 \quad (20)$$

$$\phi^{iv}(x) - \frac{km}{EI} \phi(x) = \phi^{iv}(x) - \beta^4 \phi(x) = 0 \quad (21)$$

A equação 20 tem a forma de uma equação diferencial ordinária de segunda ordem com solução:

$$T(t) = A_1 \sin(\omega t) + A_2 \cos(\omega t) \quad (22)$$

Onde $k = \sqrt{\omega}$ que corresponde ao movimento oscilatório no tempo com frequência circular ω [rads/s].

Analogamente a equação 21 possui a seguinte forma geral de solução:

$$\phi(x) = C_1 \sin(\beta x) + C_2 \cos(\beta x) + C_3 \sinh(\beta x) + C_4 \cosh(\beta x) \quad (23)$$

$$\text{Onde } \beta = \left(\frac{km}{EI} \right)^{\frac{1}{4}} = \sqrt{\omega} \left(\frac{m}{EI} \right)^{\frac{1}{4}} \Rightarrow \omega = \beta^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (24)$$

Como o objetivo é o cálculo das frequências naturais, basta aplicar as condições de contorno na equação 23 para determinar as constantes de integração C_1 a C_4 . Aplicando, portanto as equações 13 a 16 em 23:

$$v(0, t) = C_1 + C_3 = 0 \quad (25)$$

$$\frac{\partial v}{\partial x}(0, t) = \beta [C_2 + C_4] = 0 \quad (26)$$

$$M(L, t) = \beta^2 [-C_1 \cos(\beta L) - C_2 \sin(\beta L) - C_3 \cosh(\beta L) - C_4 \sinh(\beta L)] = 0 \quad (27)$$

$$\frac{\partial M}{\partial x}(L, t) = \beta^3 [C_1 \sin(\beta L) - C_2 \cos(\beta L) + C_3 \sinh(\beta L) - C_4 \cosh(\beta L)] = 0 \quad (28)$$

Rearranjando as equações 25 a 28 de forma matricial:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ -\cos(\beta L) & -\sin(\beta L) & \cosh(\beta L) & \sinh(\beta L) \\ \sin(\beta L) & -\cos(\beta L) & \sinh(\beta L) & \cosh(\beta L) \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (29)$$

De forma mais compacta: $A(\beta L) * X = 0$. Para encontrar uma solução que seja diferente da trivial impõe-se a condição de que o sistema de equações seja

possível e indeterminado de tal modo que a matriz A não possa ser invertida. Para tanto, é preciso impor a seguinte condição:

$$\det A(\beta L) = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ -\cos(\beta L) & -\sin(\beta L) & \cosh(\beta L) & \sinh(\beta L) \\ \sin(\beta L) & -\cos(\beta L) & \sinh(\beta L) & \cosh(\beta L) \end{vmatrix} = 0 \quad (30)$$

O cálculo do determinante da matriz A conduz ao seguinte resultado:

$$1 + \cos(\beta L) * \cosh(\beta L) = 0 \quad (31)$$

Como as freqüências do movimento ω possuem uma relação direta com os valores particulares de βL (autovalores) que satisfazem a equação 31, pois:

$$\omega = \beta^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad . \text{ Pode-se concluir que só haverá vibração livre para os valores de } \omega$$

que satisfazem a equação 31. Portanto, extraem-se as freqüências naturais do sistema das raízes dessa equação, conhecida como “Equação de Freqüências”.

Assim, resolvendo-se a equação 31 para os cinco primeiros valores de βL de interesse obtêm-se os resultados mostrados na tabela 1:

Tabela 1: Primeiros cinco valores de βL

N	βL
1	1,875104069
2	4,694091133
3	7,854757438
4	10,99554073
5	14,13716839

Assim, pode-se calcular os valores das cinco primeiras freqüências naturais desde que os valores de E, I e m estejam determinados.

ANEXO 2

```

$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
$
$                                CONTROL CARD                                $
$
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*CONTROL_TERMINATION
$  ENDTIM  ENDCYC      DTMIN  ENDENG  ENDMAS
   4000.0      0      0.0    0.0    0.0
*CONTROL_TIMESTEP
$  DTINIT  TSSFAC      ISDO  TSLIMIT  DT2MS    LCTM    ERODE    MS1ST
   0.0      0.70      0    0.0    0.0      3      0      0
$  DT2MSF

*CONTROL_SHELL
$  WRPANG  ESPORT      IRNXX  ISTUPD  THEORY    BWC    MITER    PROJ
   0.0      0      0      0      2      2      1
$  ROTASCL  INTGRD    LAMSHT  CSTYP6  TSHELL    NFAIL1  NFAIL4
   1.0      0      0      1
*CONTROL_CONTACT
$  SLSFAC  RWPNAL    ISLCHK  SHLTHK  PENOPT    THKCHG    ORIEN    ENMASS
   0.0      0.0      0      0      0      0      0
$  USRSTR  USRFRC    NSBCS  INTERM  XPENE      SSTHK    ECDT    TIEDPRJ
   0      0      0      0      0.0      0      0      0
$  SFRIC  DFRIC      EDC      VFC      TH      TH_SF    PEN_SF
   0.0      0.0      0.0      0.0      0.0      0.0      0.0
$  IGNORE  FRCENG    SKIPRWG  OUTSEG  SPOTSTP  SPOTDEL
   0      0      0      0      0      0
*CONTROL_DAMPING
   0 .0000000 .0000000 .0000000 .0000000      0 .0000000      0
*CONTROL_OUTPUT
$  NPOPT  NEECHO      NREFUP  IACCOP  OPIFS    IPNINT  IKEDIT  IFLUSH
   0      0      0      0      0.0      0      0
$  IPRTF
   0
*CONTROL_ENERGY
$  HGEN      RWEN      SLNTEN  RYLEN
   1      1      1      1
*CONTROL_CPU
$  CPUTIM
   0.0
*CONTROL_ALE
$  DCT      NADV      METH      AFAC      BFAC      CFAC      DFAC      EFAC
   2      1      4      -1.0      0.0      0.0      0.0
$  START      END      AAFAC      VFACT      PRIT      EBC      PREF      NSIDEBC
   0.0      0.0      0.0
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
$
$                                DATABASE CONTROL FOR ASCII                                $
$
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*DATABASE_GLSTAT
$  DT      BINARY
   100.0
*DATABASE_MATSUM
$  DT      BINARY
   100.0
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
$
$                                DATABASE CONTROL FOR BINARY                                $
$
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*DATABASE_BINARY_D3PLOT
$  DT/CYCL      LCDT      BEAM      NPLTC
   100.0      0

```

```

*DATABASE_BINARY_D3THDT
$ DT/CYCL LCDT
  10000.0
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
$
$
$ DATABASE EXTENT CARDS
$
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*DATABASE_EXTENT_BINARY
$^
$ NEIPH NEIPS MAXINT STRFLG SIGFLG EPSFLG RLIFLG ENGFLG
$ 0 0 0 0 1 1 1 1
$ CMPFLG IEVERP BEAMIP DCOMP SHGE STSSZ N3THDT
$ 0 0 0 0 0 0
$ NINTSLD
$ 1
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
$
$
$ PART CARDS
$
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*PART
$HMNAME COMPS 1valvula
$HMCOLOR COMPS 1 12
$
$ 1 2 1
*PART
$HMNAME COMPS 2rigido
$HMCOLOR COMPS 2 7
$
$ 2 3 2
*PART
$HMNAME COMPS 4fluido
$HMCOLOR COMPS 4 8
$
$ 4 5 4 2
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
$
$
$ SECTION CARDS
$
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*SECTION_SHELL
$HMNAME PROPS 2esp_valvula1
$ 2 2 0.0 3 0.0 0.0
$ 1.2 1.2 1.2 1.2
*SECTION_SHELL
$HMNAME PROPS 3esp_rigido
$ 3 0 0 0.0
$ 2.0 2.0 2.0 2.0
*SECTION_SOLID_ALE
$^SEC0001
$ SECID ELFORM AET
$ 4 12
$ AFAC BFAC CFAC DFAC START END AAFAC
$ 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
$
$
$ MATERIAL CARDS
$
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*MAT_NULL
$^MAT0001
$ MID RO PC MU TEROD CEROD YM PR
$ 4 1.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0
*MAT_PLASTIC_KINEMATIC
$^MAT0005
$ MID RO E PR SIGY ETAN BETA
$ 17.8500E-06 210.0 0.30 0.2 0.0 0.0

```

```

$      SRC      SRP      FS      VP
      0.0      0.0      0.45
*MAT_RIGID
$HMNAME MATS      2mat_rigido
      27.8500E-06      210.0      0.3
      0.0
      0
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
$
$
$      EOS CARDS
$
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*EOS_GRUNEISEN
$^
$      EOSID      C      S1      S2      S3      GAMA0      A      E0
      1      0.15      0.0      0.0      0.0      0.0      0.0      0.0
$      V0
      0.0
*EOS_GRUNEISEN
$^
$      EOSID      C      S1      S2      S3      GAMA0      A      E0
      2      0.15      0.0      0.0      0.0      0.0      0.0      0.0
$      V0
      0.0
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
$
$      CONSTRAINED LAGRANGE IN SOLID CARDS
$      FOR FSI COUPLING
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*CONSTRAINED_LAGRANGE_IN_SOLID
$^
$      SLAVE      MASTER      SSTYP      MSTYP      NQUAD      CTYPE      DIREC      MCOUP
      1      4      1      1      0      2
$      START      END      PFAC      FRIC      FRCMIN      NORM      NORMTYP      DAMP
      0.01.0000E+10      0.10      0.0      0.50      0      0      0.0
$      CQ      HMIN      HMAX      ILEAK      PLEAK      LCIDPOR
      0.0      0      0.010
*CONSTRAINED_LAGRANGE_IN_SOLID
$^
$      SLAVE      MASTER      SSTYP      MSTYP      NQUAD      CTYPE      DIREC      MCOUP
      2      4      1      1      0      4
$      START      END      PFAC      FRIC      FRCMIN      NORM      NORMTYP      DAMP
      0.01.0000E+10      0.10      0.0      0.50      0      0      0.0
$      CQ      HMIN      HMAX      ILEAK      PLEAK      LCIDPOR
      0.0

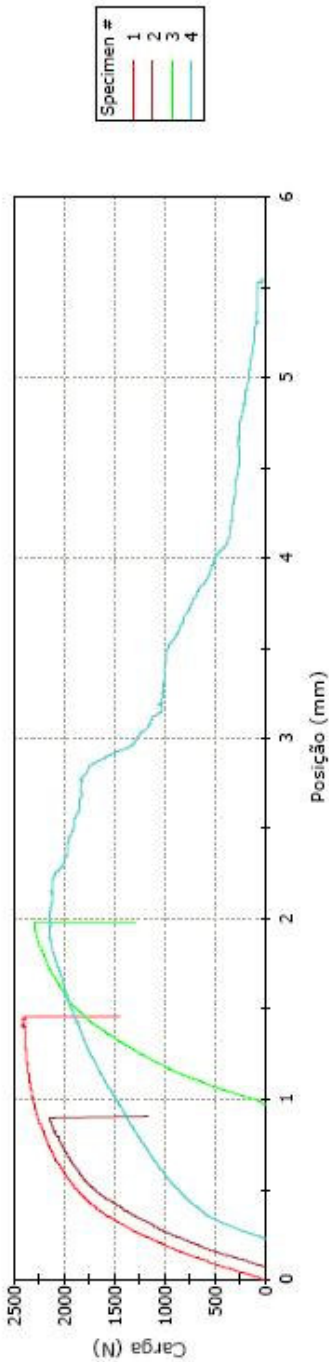
```


ANEXO 3

Corpo de prova de tensão padrão feito de chapa fina e sem entalhe
Método de tensão para testes do aço do compressor da embraço.

Number Inputs: Número da amostra	0.00000
Test: Rate 1	0.50000 mm/min
Dimension: Final length	30.70000 mm
Dimension: Final thickness	0.22000 mm
Dimension: Final width	6.78000 mm
Dimension: Length	30.70000 mm
Dimension: Thickness	0.22000 mm
Dimension: Width	6.78000 mm

Specimen 1 to 4



	largura final (mm)	espessura final (mm)	comprimento final (mm)	largura inicial (mm)	espessura inicial (mm)	comprimento inicial (mm)
1	6,73000	0,19000	32,15900	6,78000	0,22000	30,58000
2	6,76000	0,21000	31,57790	6,74000	0,22000	30,75000
3	6,73000	0,21000	32,53300	6,77000	0,22000	30,67000
4	6,78000	0,19000	31,30000	6,80000	0,22000	30,75000
Mean	6,75000	0,20000	31,89248	6,77250	0,22000	30,68750
Standard Deviation	0,02449	0,01155	0,55716	0,02500	0,00000	0,08098

	Modulo de Young (MPa)	Carga máxima (N)	Carga de ruptura (N)
1	120687,95056	2407,12948	1433,88500
2	124395,42708	2148,61929	1161,97169
3	113737,47736	2300,75251	1279,97240
4	107799,48260	2152,29951	22,07016
Mean	116655,09440	2252,20020	974,47481
Standard Deviation	7373,63210	125,25915	644,62294

Referências Bibliográficas

- [1] **Panovko, Ya.** – Elements of the Applied Theory of Elastic Vibration – MIR Publishers.
- [2] **Inman, Daniel J.** – Engineering Vibration – Editora Prentice Hall.
- [3] **Streeter, Victor L.** – Mecânica dos Fluidos – Editora McGraw-Hill.
- [4] **Gere, James M.** – Mecânica dos Materiais – Editora Thompson.
- [5] LS-Dyna Keyword User's Manual Versão 970 – Livermore Software Technology Corporation.
- [6] **Christon, Mark A. and Cook Jr, Grant O.** – LS-Dyna's Incompressible Flow Solver User's Manual versão 960 - Livermore Software Technology Corporation.
- [7] Altair HyperMesh 6.0 Basic Training – Altair Engineering.
- [8] **Silveira-Neto, Aristeu da** – Aplicação do Método Físico Virtual para a interação fluido-estrutura rígida – Tese, Universidade Federal de Uberlândia.
- [9] **Nobuyasu, Furuta** – Analysis of Flow in Elasticity Pipe using CIP method – Thesis, Japan Advanced Institute of Science and Technology.
- [10] **Callister Jr, William D.** – Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução – Quinta Edição, Editora LTC.
- [11] **Mützenber, Luiz André e Veit, Eliane Ângela e Silveira, Fernando Lang da** – Elasticidade, plasticidade, histerese... e ondas – Revista Brasileira Ensino de Física vol.26 no.4 São Paulo Out./Dec. 2004.
- [12] **Juvinall, Robert C. and Marshek, Kurt M.** – Fundamentals of Machine Component Design – Segunda Edição, Editora John Wiley & Sons.

Bibliografia Web

Fluid Structure Interaction;

Disponível em:

<http://www.itwm.fhg.de/sks/projects/sks_structo/fsi/fsi.php?lang=en>

Acesso em: 13 junho 2007;

Eulerian and Lagrangian description of flow fields;

Disponível em:

<<http://www.es.flinders.edu.au/~mattom/science+society/lectures/illustrations/lecture21/lagrangian.html>>

Acesso em: 30 maio 2007

The Field of Motion and the Equation of Continuity

Disponível em:

<http://content.cdlib.org/xtf/view?docId=kt167nb66r&doc.view=content&chunk.id=d3_6_ch12&toc.depth=1&anchor.id=0&brand=eschol>

Acesso em: 13 junho 2007

Erosão

Disponível em:

<http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0104-14282003000100014>

Acesso em: 17 junho 2007

Tensão Deformação

Disponível em: (Centro de Informação Metal Mecânica)

<http://www.cimm.com.br/cimm/construtordepaginas/htm/3_24_6926.htm>

Acesso em: 18 novembro 2007