AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM DISPOSITIVO PARA ENSAIO
DE IMPACTO EM MATERIAIS, BARRA DE COMPRESSÃO**

SÉRGIO ROBERTO TODESCO

Dissertação apresentada como parte dos requisitos para
obtenção do Grau de Mestre em Ciências na Área de Tecnologia
Nuclear - Materiais.

Orientador:
Prof. Dr. Jesualdo Luiz Rossi

**São Paulo
2015**

INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES
Autarquia associada à Universidade de São Paulo

**Projeto e construção de um dispositivo para ensaio de impacto em materiais, barra
de compressão**

Sérgio Roberto Todesco

**Dissertação apresentada como parte dos
requisitos para obtenção do Grau de
Mestre em Ciências na Área
de Tecnologia Nuclear - Materiais**

Orientador:
Prof. Dr. Jesualdo Luiz Rossi

#

Versão Corrigida
Versão Original disponível no IPEN

São Paulo
2015

**À minha filha Júlia Branco
Todesco, desde que nasceu
tem sido a maior motivação
para qualquer realização
que por ventura eu venha a
almejar.**

AGRADECIMENTOS

- Aos meus pais Antonio Todesco e Idelma Patriani Todesco cujo apoio, permitiu este Mestrado ser possível.
- Ao Dr. Jesualdo Luiz Rossi pela oportunidade.
- À CAPES pelo projeto e o suporte financeiro.
- Ao IPEN pela oportunidade e pela estrutura oferecida.
- À Universidade de São Paulo, minha segunda casa, durante muito tempo a única.

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM DISPOSITIVO PARA ENSAIO DE IMPACTO EM MATERIAIS, BARRA DE COMPRESSÃO

SÉRGIO ROBERTO TODESCO

RESUMO

Esta dissertação apresenta um projeto de um dispositivo para levantar dados característicos de materiais submetidos às altas taxas de deformação, dispositivo este que leva o nome do seu idealizador o engenheiro Inglês Sir Bertram Hopkinson. Mais especificamente, esta dissertação está inseparavelmente ligada ao desenvolvimento de um embalado para transporte de elementos radioativos como sendo uma das partes do escopo geral, de um projeto da CAPES em convênio com o Centro de Ciência e Tecnologia de Materiais - CCTM do, Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares IPEN - CNEN/SP, autarquia associada à Universidade de São Paulo. O desenvolvimento do dispositivo faz parte do escopo de obtenção, e levantamento dos dados necessários para o projeto, e a construção do embalado. Esta dissertação versa sobre a concepção mecânica do dispositivo, importante, dividida em duas partes, dimensionamento das barras, que seriam a barra de impacto, a barra de entrada, e a barra de saída, e o dimensionamento do dispositivo de impacto. O dimensionamento das barras envolve conhecimentos do conceito de ondas elásticas em meios sólidos para que o comprimento das barras seja estimado de forma a servir de guia das ondas elásticas, que provocarão a deformação no corpo de prova, e possibilite a boa leitura dessas ondas para análise dos dados. O dispositivo de impacto, este tem que ser robusto o suficiente para produzir a onda de tensão que deforme o corpo de prova, mas não para deformar plasticamente as barras, que terão que continuar durante todo o teste dentro do regime elástico.

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A DEVICE FOR IMPACT TEST MATERIALS, COMPRESSION BAR

SÉRGIO ROBERTO TODESCO

ABSTRACT

This dissertation presents a design of a device to collect characteristic data of materials submitted to the high strain rates, device that takes the name of its idealizer the English engineer Sir Bertram Hopkinson. More specifically, this dissertation is inseparably linked to the development of a package for the transport of radioactive elements as part of the general scope of a CAPES project in partnership with the Materials Science and Technology Center (CCTM), Nuclear and Energy Research Institute IPEN - CNEN / SP, autarchy associated with the University of São Paulo. The development of the device is part of the scope of procurement, and collection of data required for the design, and the construction of the packaging. This dissertation deals with the mechanical design of the device, important, divided into two parts, dimensioning of the bars, which would be the impact bar, the input and output bars and the design of the impact device. The sizing of the bars involves knowledge of the concept of elastic waves in solid media so that the length of the bars is estimated in order to serve as a guide for the elastic waves, which will cause deformation in the test body, and enable a good reading of these waves for analysis of the data. The impact device has to be robust enough to produce the stress wave that deforms the test body but not to deform the bars plastically, which will have to continue throughout the test within the elastic regime.

SUMÁRIO

	Pg.
1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO DA LITERATURA	4
3 OBJETIVOS	16
4 MATERIAIS E MÉTODOS	17
4.1 Base teórica do dispositivo	17
4.1.1 Teoria matemática da elasticidade - equações de equilíbrio	17
4.1.2 Condições de compatibilidade	19
4.1.3 Equações de equilíbrio em termos de deslocamentos	21
4.2 Propagação de ondas em meios elásticos	23
4.2.1 Ondas planas	25
4.3 Funcionamento do dispositivo SHPB - nomenclatura geral	26
4.3.1 Modelagem matemática	27
5 RESULTADOS	31
5.1 Dimensionamento	31
5.2 Cálculo do coeficiente de segurança pelo método clássico	32
5.3 Dimensionamento do dispositivo de impacto	35
5.4 Cálculo da pressão necessária no dispositivo de impacto	39
5.5 Dimensões do dispositivo de impacto	40
5.6 Mecânica dos fluidos compressíveis.	44
5.7 Dimensionamento do comprimento das barras.	46
5.8 Dimensionamento da viga principal do dispositivo, e dos mancais de apoio das barras	47
6 DISCUSSÃO	50
7 CONCLUSÃO	52
REFERÊNCIAS	53
ANEXOS	55
ANEXO A - LISTA DE MATERIAIS DA SHPB-IPEN-CAPES	56
ANEXO B - DESENHOS DO DISPOSITIVO SHPB IPEN-CAPES	57
ANEXO C - TABELA DE PROPRIEDADES DO TEFLON®	63
ANEXO D - CATÁLOGO DO ACUMULADOR DE PRESSÃO FESTO	64

LISTA DE TABELAS

Pg.

TABELA 1. Relação de tipo de testes e taxas de deformação (FERREIRA, 2003).	2
TABELA 2. Tabela de impedâncias mecânicas de vários materiais.	11
TABELA 3. Propriedades mecânicas e físicas de vários materiais.	12
TABELA 4. Velocidade do centro de massa da barra de impacto em função de (d).	43

LISTA DE FIGURAS

Pg.

FIGURA 1. Dispositivo original criado por Sir Bertram Hopkinson para medir ondas de tensão em corpos sólidos.	5
FIGURA 2. Arranjo geral do aparato concebido por R. M. Davies (DAVIES, 1948).	6
FIGURA 3. Arranjo geral do aparato criado por Kolsky.	7
FIGURA 4. Desenho esquemático do experimento de Krafft (KRAFFT, 1954).	8
FIGURA 5. Elemento infinitesimal de tensão.	18
FIGURA 6. Desenho de conjunto do dispositivo SHPB projetado nesta obra.	27
FIGURA 7. Desenho esquemático das barras do dispositivo SHPB (BENASSI, 2005).	28
FIGURA 8. Gráfico da velocidade do centro de massa da barra de impacto (v_s).	43
FIGURA 9. Diagrama de Lagrange.	47
FIGURA10. Diagrama esquemático da viga I do dispositivo.	48

LISTA DE SÍMBOLOS

x, y, z	coordenadas cartesianas retangulares
A	área da seção transversal
I	momento de inércia
g	aceleração da gravidade
ρ	massa específica
p	pressão hidrostática
P	pressão do gás nitrogênio
X, Y, Z	componentes de força de massa por unidade de volume
M	momento fletor
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	componentes de tensões nas direções x, y, z
$\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$	componentes de tensão de cisalhamento
u, v, w	componentes de deslocamento
ε	alongamento unitário
$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$	alongamentos unitários nas direções x, y, z
E	módulo de elasticidade linear
G	módulo de elasticidade de cisalhamento
ν	coeficiente de Poisson
λ	coeficiente de Lamé
t	tempo
T	temperatura absoluta

1 INTRODUÇÃO

Na vida cotidiana do projeto de elementos de máquinas, assim como no cálculo de estruturas, a conceituação da análise segue a normativa da disciplina técnica de resistência dos materiais tradicional, e de forma mais avançada e acurada, com o enfoque da teoria da elasticidade. Porém, em ambas se considera, que o corpo elástico uma vez carregado, tem tempo de sobra para que as deformações se propaguem através dele, de forma que num intervalo de tempo longo, existe uma acomodação das deformações, o que propicia a medição, e a análise, às vezes até o cálculo puramente analítico das deformações, sem que para isso seja necessário qualquer experimento. Este procedimento é chamado de aproximação de carregamento (*quasi*) quase-estático, mesmo quando na verdade a estrutura tem características dinâmicas, como máquinas, ou componentes de máquina, que sofrem efeitos de aceleração (forças inerciais).

Contudo, a mecânica Newtoniana é muito precisa para a maioria dos problemas rotineiros de um departamento tradicional de projetos, e os resolve com a acuidade necessária. Isso também ocorre com a maioria dos testes laboratoriais de ensaios de materiais. O ensaio mecânico para levantamento das propriedades mecânicas dos materiais para uso em projetos tem taxas de deformação entre 10^{-4} e 1 (uma) deformação por segundo (s^{-1}). Mesmo os ensaios de impacto do tipo Charpy, ou Izod têm taxas baixas de deformação da ordem de $10 s^{-1}$.

Fez-se então necessário o desenvolvimento de um dispositivo, que tornasse possível analisar o comportamento de materiais onde as taxas de deformação estivessem entre $10^2 - 10^4 (s^{-1})$. Nesses casos, o comportamento dos materiais é bem diferente daquele dos ensaios (*quasi*) estáticos tradicionais. A pergunta que se pode fazer do porquê do teste a altas taxas de deformação pode ser respondida (KAISER, 1988; BENASSI, 2005; CHEN, et al., 2011), argumentando que, em várias aplicações de engenharia a caracterização dos

materiais submetidos a altas taxas de deformação é de vital importância, como em aplicações em engenharia estrutural, análise do comportamento de materiais sob impacto por exemplo de automóveis, colisões de objetos contra aeronaves, comportamento de materiais submetidos a ondas de choque em explosões para aplicações militares, ensaios balísticos, transformação de materiais na fabricação mecânica, como extrusão de alta velocidade. O teste com a SHPB consegue atingir taxas de deformação da ordem de 50 s^{-1} até 10^4 s^{-1} , conforme mostra a TAB. 1 (FERREIRA, 2003).

TABELA 1. Relação de tipo de testes e taxas de deformação (FERREIRA, 2003).

Taxa de deformação média	Tipo de teste	Método de carga-máquina de ensaio	Considerações dinâmicas	
$>10^4$ $<10^7$	Impacto a alta velocidade.	Explosivos, projéteis, impacto em placas, impacto de penetração pressão/corte.	Propagação de ondas de choque Propagação de ondas de corte.	Forças de inércia importantes. Ensaio adiabáticos.
>50 $<10^4$	Elevadas razões de deformação.	Impacto por explosivos, anel de expansão. Impacto mecânico, impacto de Taylor, barra de Hopkinson	Propagação de ondas elásticas/plásticas.	
$>0,1$ <50	Médias razões de deformação.	Servo hidráulicas de alta velocidade, pneumáticas, mecânicas por excêntrico.	Ressonância mecânica na máquina, e no corpo de prova são importantes.	
$>10^{-5}$ $<0,1$	Ensaio convencionais quase-estáticos.	Máquinas hidráulicas, servo hidráulicas ou de parafuso.	Razão de deformação constante, ou deslocamento constante.	Forças de Inércia desprezíveis. Ensaio isotérmicos.
$<0,1$	Fluência e relaxação de tensões	Carga constante carregamento por pesos	Resposta viscoplástica de metais, relações deformação-tempo	

A partir de então vários pesquisadores começaram a desenvolver dispositivos, que culminariam na atual *Split Hopkinson Pressure Bar*, conhecida

como ensaio SHPB, ou às vezes em alguma literatura, como barra de Kolsky.

Este trabalho apresenta uma abordagem com foco na manutenção da elasticidade das barras para o dimensionamento de um dispositivo para levantamento de características de materiais submetidos a altas taxas de deformação em testes de impacto.

Pouquíssima informação pode ser encontrada na literatura técnica disponível sobre projeto da SHPB, a maior parte versa sobre testes de materiais. A construção deste dispositivo pelo Centro de Ciência e Tecnologia de Materiais - CCTM, do Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares - IPEN, faz parte do escopo do projeto aprovado pela CAPES Edital Pró-Estratégia 2012, para o desenvolvimento do embalado para transporte de substâncias altamente radioativas. A SHPB, como será chamada de agora em diante nesta dissertação, já existe em vários centros de pesquisa de materiais, assim como em universidades nas mais variadas configurações, não só para testes em compressão, mas também em tração, e torção.

A partir da década de 1980 houve uma explosão no interesse, e na aplicação deste tipo de teste para levantamento das características dinâmicas dos materiais ao redor de todo o planeta com predominância ainda de testes em metais, mas com aumento considerável nos últimos anos em todos os tipos de materiais. Portanto existe abundante informação de testes de todos os tipos de materiais, incluindo testes com tecidos humanos, e de animais neste dispositivo.

Como escrito anteriormente, pouquíssima, ou quase nenhuma informação na literatura científica antiga ou atual está disponível sobre projeto de um dispositivo SHPB. O escopo predominante versa sobre os testes propriamente ditos, nos pouquíssimos artigos, ou teses encontradas sobre projeto, a parte referente ao desenvolvimento propriamente dito é omitida. A intenção principal desta dissertação é a de incrementar esta informação para gerações futuras de pesquisadores, que com certeza acrescentarão, e a aperfeiçoarão ainda mais.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Os precursores deste tipo de teste foram dois engenheiros pesquisadores ingleses do *Trinity College* da Universidade de Cambridge John Hopkinson, e seu filho Sir Bertram Hopkinson. Mas foi Bertram quem teve a idéia original de provocar deformação em um corpo-de-prova através de uma onda de tensão. A idéia de Bertram na realidade é a mesma aplicada nos atuais dispositivos, com algumas modificações, e modernizações que o brutal avanço tecnológico da segunda metade do século vinte, principalmente da microeletrônica, possibilitou, e que serão mostradas nessa revisão, feitas por pesquisadores de renome que vieram depois.

Sir Bertram Hopkinson (HOPKINSON, 1914), em seu trabalho de 1914 na *Royal Society of London*, deu origem a tudo, com o intuito de medir separadamente a intensidade, e a duração da pressão provocada por uma explosão, ele inventou uma barra de pressão para medir a pressão produzida por explosivos, ou o impacto de projéteis a altas velocidades. Para isso ele usou pêndulos, canetas, e papéis, para registrar o movimento de barras conectadas umas com as outras, e ao explosivo, mudando o comprimento de uma delas até que a da outra extremidade se projetasse, provocando o movimento de um outro pêndulo, o que permitia por medidas mecânicas se estimar a energia da explosão. Então ele obtinha uma curva pressão x tempo. Porém os dados eram bem aproximados devido à precariedade das técnicas de levantamento de dados da época, vide FIG. 1.

Bertram Hopkinson sabia que uma onda de pressão, ou de tensão, se propaga à velocidade do som no meio, isto é, $\sqrt{\frac{E}{\rho}}$, Hopkinson indica para o aço a velocidade de cerca de 5.180 ms^{-1} . Este cientista explica nas suas publicações como uma onda de compressão se reflete no extremo livre da barra onde está confinada em onda de tração. Dos textos publicados verifica-se que dominava com clareza o efeito da sobreposição de ondas de tensão, e sabia que o estado de tensão na barra, à qual a onda está confinada, pode ser determinado

somando-se o efeito da onda direta com o da refletida (GALLINA et al., 2003). Quando se analisa o ensaio elaborado por Sir Bertram Hopkinson, assim como os seus seminais artigos científicos publicados na *Royal Society*, se tem o entendimento de que ele é o real inventor de toda a concepção do dispositivo que leva o seu nome por mérito, e tudo o que pesquisadores fizeram depois foi um trabalho de aprimoramento usando novas tecnologias não disponíveis a época de Bertram Hopkinson.

FIGURA 1. Dispositivo original criado por Sir Bertram Hopkinson para medir ondas de tensão em corpos sólidos (HOPKINSON, 1914).

O próximo passo foi dado por E. D. H. Davies (DAVIES, 1948), outro pesquisador inglês, ele usou placas paralelas, e um microfone condensador para medir o deslocamento radial e axial da barra carregada pela explosão. Suas medidas então foram mais precisas, ele também discutiu sobre a dispersão da onda de tensão quando da propagação em barras longas, na introdução a dificuldade do levantamento de dados na época por causa da tecnologia disponível é bem explicitada pelo autor.

O objetivo de Davies foi conseguir medir através da nova configuração, FIG. 2, criada por ele, eletricamente, a variação com o tempo do deslocamento longitudinal da extremidade final da barra, ou alternativamente o deslocamento radial da superfície cilíndrica da barra. O artigo contém descrições detalhadas de

toda a concepção elétrica do aparato, trazendo esquemas elétricos, e análise detalhada da análise dos circuitos elétricos, absolutamente nada fica de fora, nada. É impressionante observar os gráficos que este artigo contém, sabendo que eles seriam muito difíceis de serem obtidos mesmo com os computadores e a tecnologia disponíveis atualmente, e lembrar que ele foi feito em 1948. Davies também ressalta a baixa precisão dos equipamentos disponíveis na época, em face das medidas a serem realizadas. Nos apêndices aparecem as equações de Pochhammer-Chree para as vibrações das barras do dispositivo, e o que ele chama de uma teoria mais exata dos condensadores usados.

FIGURA 2. Arranjo geral do aparato concebido por E. D. H. Davies (DAVIES, 1948).

O próximo pesquisador, também inglês, que promoveu um grande avanço no método foi o físico Inglês Herbert Kolsky (KOLSKY, 1949), a grande diferença que se encontra no experimento de Kolsky, em relação ao experimento realizado por Davies é o fato de Kolsky ter colocado o corpo-de-prova entre duas barras, o que permanece até os dias de hoje, mas no geral, os equipamentos usados para o levantamento dos dados se assemelham aos usados por Davies, ainda são usados os condensadores. No trabalho de 1949 Kolsky escreve na introdução que o interesse pelo comportamento de materiais a altas taxas de deformação tem dois pontos de vista, primeiro o de engenheiros que queiram utilizar materiais em condições que tenham que suportar impactos, isso requererá saber como as propriedades mecânicas dependem da taxa de deformação as quais as tensões são aplicadas, e segundo, desde que a variação dos diagramas de tensão-

deformação com a taxa de carregamento é relacionada com processos de relaxamento advindos de fenômenos microscópicos no material, os resultados são de interesse dos físicos que estudam a relação entre problemas físicos e moleculares. Ele relata a dificuldade em lidar com os efeitos de inércia no ensaio e o levantamento de dados de tensão e deformação. Para superar o problema Kolsky usa um corpo-de-prova extremamente fino. Persistia na época em que Kolsky fez o ensaio a dificuldade dos aparelhos de detecção de tensões em captar sinais com a duração tão curta quanto microssegundos. Em vez de usar uma única barra como Davies, Kolsky usou duas barras, FIG. 3, posicionando o corpo-de-prova a ser analisado entre elas, um passo revolucionário, com esta configuração, Kolsky testou todo tipo de material submetido a altas taxas de deformação, metais, polímeros em geral, como borrachas, chumbo e cobre (CHEN et al., 2011).

FIGURA 3. Arranjo geral do aparato criado por Kolsky (KOLSKY, 1949).

O próximo avanço na configuração de Kolsky foi dado por Krafft (KRAFFT, 1954), até o artigo de Kolsky usou-se o microfone condensador para o levantamento dos dados, então Krafft introduz duas importantes mudanças na configuração do dispositivo, que são usadas até hoje. Uma delas são os (*strain gages*), *extensômetros*, no lugar dos microfones condensadores para as medidas da onda de tensão, o outro enorme avanço de Krafft, vide FIG. 4, foi a substituição do explosivo pelo dispositivo de impacto, esses dois avanços são padrões hoje em dia em qualquer configuração, pois se produz a onda

trapezoidal, ideal para o levantamento dos dados das ondas de tensão.

FIGURA 4. Desenho esquemático do experimento de Krafft (KRAFFT, 1954).

Por último, vem o trabalho do pesquisador americano Lindholm (LINDHOLM, 1964). A configuração consistia na barra de impacto, os osciloscópios para levantamento dos dados, a medição da velocidade da barra de impacto, em seu trabalho ele testa metais como alumínio, cobre e chumbo, levanta as curvas no osciloscópio e as integra segundo as fórmulas derivadas por Kolsky. Lindholm discute a relação l/d do corpo de prova para a correção dos efeitos de inércia e o problema do atrito entre o corpo-de-prova e as faces das barras com as quais o corpo-de-prova mantém contato.

Os trabalhos citados anteriormente são os trabalhos seminais históricos citados em trabalhos, publicações, dissertações, ou teses, sobre o assunto. Alguns dados importantes da literatura mais atual será analisada agora. Desde os trabalhos de Hopkinson, Davies, Kolsky, Krafft e Lindholm, todos os tipos de dispositivo SHPB para os mais variados testes foram desenvolvidos, o que inclui testes de tração e torção. Cabe a partir daqui começar a listar as análises das correções feitas por pesquisadores desde a época de Lindholm até hoje para os efeitos de inércia, e de fricção.

Segundo Bertholf e Karnes 1974 (BERTHOLF et al., 1975), inércia e fricção entre o corpo-de-prova, e as barras elásticas, afetam para diferentes relações comprimento - diâmetro l/d a resposta do corpo de prova. Efeitos de inércia afetam a propagação das ondas radialmente e axialmente e pode resultar em

uma curva tensão-deformação oscilante. Se as extremidades do corpo-de-prova são bem lubrificadas, e muito cuidado é tomado para a correção dos efeitos de inércia, então pode-se obter uma curva de tensão / deformação realista. Segundo este trabalho as hipóteses importantes para a boa realização do teste são:

- O corpo-de-prova está em um estado unidimensional de tensão.
- Tanto as tensões, quanto as deformações, têm que ser uniformes ao longo de todo o corpo-de-prova.

Essas hipóteses podem ser violadas por efeitos de inércia radial e axial, e pela fricção entre corpo-de-prova e as barras elásticas. Já Kolsky (KOLSKY, 1949; KOLSKY, 1963) ressaltou a importância de o corpo-de-prova ser fino, para a correção dos efeitos de inércia. Existe então aqui já na década de setenta uma certeza que com uma razão adequada comprimento - diâmetro seria possível eliminar tanto o efeito de inércia, quanto de fricção.

Desde então, a maior parte dos trabalhos publicados vem sendo realizados no sentido de melhorar a precisão, e minimizar as deficiências inerentes ao teste SHPB, para que as hipóteses anteriores não sejam violadas, fazendo assim com que os dados levantados sejam os mais realistas possíveis. Um dos efeitos que se corrige hoje em dia é o efeito das vibrações de Pochhammer-Chree na onda trapezoidal utilizando o chamado modelador de pulso, para uma análise detalhada vide Benassi (BENASSI, 2005).

Atualmente praticamente todos os tipos de materiais já foram testados, e para cada tipo de material uma configuração diferente do dispositivo SHPB se mostra mais adequada, de forma que é impossível a construção de um único dispositivo que seja adequado para todos os testes desejados. Cada material exige uma configuração ótima, com particularidades que exigiriam um dispositivo em que essas alterações pudessem ser realizadas para cada teste o que é inviável. Benassi (BENASSI, 2005), coloca segundo Subhash (SUBHASH, 2003) a validade da modelagem desenvolvida, implica na observação de cinco pontos:

- 1- O estado de tensão no corpo-de-prova é uniforme e uniaxial durante a deformação.
- 2- Os pulsos incidente, transmitido e refletido sofrem pouca dispersão ao longo das barras.
- 3- As barras de entrada e saída sofrem apenas deformações elásticas

durante o experimento e as suas superfícies de contato com o corpo-de-prova permanecem planas e paralelas durante a deformação do corpo-de-prova.

4- A distribuição de tensão na direção radial nas barras de entrada, e de saída, é razoavelmente uniforme.

5- A deformação acumulada no corpo-de-prova deve-se a um só pulso incidente de compressão.

Mas, Yang e Shim (YANG et al., 2005), mostraram que o corpo-de-prova só entra em equilíbrio após várias reflexões da onda de tensão. Quanto menor for a impedância relativa mais rapidamente atinge-se o equilíbrio dinâmico. Também durante a modelagem eles mostraram que assumir o levantamento da onda com tempo infinito, ou seja, admitindo onda perfeitamente quadrada teórica é prejudicial, e na verdade no teste real onde a onda sobe com tempo finito, e não é perfeitamente quadrada, são necessárias apenas três reflexões para atingir-se o equilíbrio do corpo-de-prova.

As recomendações a respeito das relações comprimento - diâmetros do corpo-de-prova mudam de autor para autor, e quem for realizar experiências com um protótipo terá que determinar nos testes qual relação é ótima para cada teste, e para cada material, então não será relacionada nenhuma aqui.

Uma barra de um determinado material com propriedades e características específicas responderá de modo próprio à ação de uma onda incidente. Uma onda em propagação numa barra transporta energia de deformação elástica, e energia cinética, através do movimento das partículas de massa. A energia que atravessa a seção de uma barra tem por variáveis:

- 1- A massa
- 2- O deslocamento
- 3- a força de interação entre as partículas.

A massa das partículas que se movem num determinado instante está relacionada com a área, e a massa específica do material. A força, por sua vez, está relacionada com o módulo de elasticidade. Assim a capacidade de escoar energia pela seção de uma barra é dada como função de,

$$Z = f(A, \rho, E) \quad (1)$$

Este fluxo de energia não pode ser interrompido instantaneamente. Sempre

que uma onda em propagação encontra uma descontinuidade no meio, e não for possível transmitir todo o fluxo de energia, haverá uma reflexão, ou refração. A melhor descrição dos fenômenos associados a estes casos é através da definição de impedância. O conceito de impedância mecânica de um sistema é definido recorrendo à teoria de circuitos elétricos. A impedância de um circuito elétrico em corrente alternada é definida como o operador impedância, ou simplesmente impedância, é um número complexo que multiplicado pela corrente que circula num ramo do circuito fornece a tensão aplicada no mesmo. Por analogia pode-se considerar como equivalentes mecânicos de tensão, e corrente elétrica aqui, como sendo força e velocidade. Desta forma a impedância mecânica de uma barra é definida como a razão entre a força atuante na secção, e a velocidade das partículas de massa:

$$Z = \frac{F}{v} = \frac{\sigma A}{c_0 \varepsilon} = \frac{E \varepsilon A}{c_0 \varepsilon} = \frac{AE}{\frac{\sqrt{E}}{\sqrt{\rho}}} = A \rho c_0 \quad (2)$$

Sendo que o produto ρc_0 , é uma propriedade dos materiais. As TABS. 2 e 3 a seguir foram tiradas de (FERREIRA, 2003).

TABELA 2. Tabela de impedâncias mecânicas de vários materiais (FERREIRA, 2003).

Material	Impedância por unidade de área. $\rho c_0 \times 10^6$ [kg/m ² s]	Material	Impedância por unidade de área. $\rho c_0 \times 10^6$ [kg/m ² s]	Material	Impedância por unidade de área. $\rho c_0 \times 10^6$ [kg/m ² s]
Elastômero	0,305	Bronze/Latão	33,215	Ouro	39,22
Vidro	15,33	Cádmio	21,98	Paládio	38,921
Estanho	18,082	Chumbo	12,928	Perspex	2,592
Aço	40,092	Cobre	31,862	Platina	61,626
Aço Inox	40,216	Cromo	42,241	Prata	27,694
Alumínio	13,549	Iridio	111,506	Titânio	22,85
Antimônio	22,816	Madeira	1,8	Tungstênio	81,562
Berílio	23,545	Magnésio	8,722	Urânio	57,096
Borracha Dura	1,595	Níquel	42,285	Zinco	27,177
Borracha Macia	0,067	Nylon	1,503	Zircaloy-4	25,52

TABELA 3. Propriedades mecânicas e físicas de vários materiais (FERREIRA, 2003).

Materiais	Propriedades		
	Densidade- ρ (kg/m ³)	Módulo de Elasticidade E (GPa)	Velocidade de propagação longitudinal c_0 (m/s)
Ar	1,3	0,00015	340
Água	1000	9	1480
Elastômero	930	0,01-0,1	107-328
Vidro	2500	94	6132
Estanho	7300	41-45	2381-2477
Aço	7800	206	5140
Aço Inox	7850	206	5123
Alumínio	2700	68	5018
Antimônio	6691	77	3410
Berílio	1848	275-300	12199-12741
Borracha Dura	1100	2,3	1450
Borracha Macia	950	0,005	70
Bronze/Latão	7280-8900	103-124	3761-3732
Cádmio	8650	56	2541
Chumbo	11340	14	1140
Cobre	8900	110	3580
Cromo	7190	248	5875
Resina Epoxy	1000	3,4	1780
Írídio	22650	549	4923
Ferro Fundido	7220	123	4600
Madeira	600	5,4	3000
Magnésio	1780	44	4900
Molibdênio	10000	299	6300
Níquel	8902	207	4750
Nylon	1130	2	1330
Ouro	19320	80	2030
Paládio	12020	126	3238
Perspex	1200	5,6	2160
Platina	21450	177	2873
Prata	10490	76	2640
Rocha	2500	30,1	3560
Titânio	4507	116	5070
Tungstênio	19300	345	4226
Urânio	18950	172	3013
Zinco	7133	43-96	3810
Zircaloy-4	6560	99,3	3891

Durante o impacto, a força agindo na interface entre a barra de impacto, e a barra de entrada é a mesma, então,

$$A_s \sigma_s = A \sigma_i \quad (3)$$

onde A_s é a área da seção da barra de impacto. As tensões estão relacionadas com as velocidades na interface de impacto pelas seguintes equações,

$$\sigma_s = \rho_s c_s (v_s - v_i) \quad (4)$$

e,

$$\sigma_i = \rho c_0 v_i$$

Aqui descrever-se-á equações gerais onde as áreas das seções transversais das barras, e os materiais podem ser diferentes, por isso as massa específicas são diferentes, assim como as velocidades das ondas nas barras também são diferentes.

Substituindo as Eqs. (2.4) na Eq. (2.3) dá,

$$v_i = \frac{\beta v_s}{1 + \beta} \quad (5)$$

onde,

$$\beta = \frac{A_s \rho_s c_s}{A \rho c_0} \quad (6)$$

é uma relação de impedância, a substituição das equações acima nas Eqs. (4) permite achar as tensões na barra de impacto, e na barra de entrada,

$$\sigma_s = \frac{\rho_s c_s v_s}{1 + \beta} \quad (7)$$

e,

$$\sigma_i = \frac{\rho c_0 \beta v_s}{1 + \beta}$$

o tempo de duração do pulso é de t_p

$$t_p = \frac{2L_s}{c_s}$$

(8)

onde L_s é o comprimento da barra de impacto. Desta forma o comprimento do pulso será de,

$$L_p = \frac{2L_s}{c_s} c_0 = c_0 t_p \quad (9)$$

que é um parâmetro importante na determinação do grau de deformação do corpo-de-prova. A tensão transmitida é dada pela fórmula,

$$\sigma_t = \frac{A_{cp}}{A} \sigma_{cp} \quad (10)$$

o pulso refletido é uma variável de projeto proporcional a taxa de deformação no corpo-de-prova. Por sua vez a taxa de deformação é também um requerimento de projeto, então,

$$\sigma_r = \frac{EL_{cp}}{-2c_0} \frac{d\varepsilon_{cp}}{dt} \quad (11)$$

Para que os requerimentos das Eqs. (10), e (11) sejam satisfeitos, pulso na barra de entrada incidente que deve viajar pela barra de entrada é de,

$$\sigma_i = \frac{A_{cp}}{A} \sigma_{cp} + \frac{EL_{cp}}{2c_0} \frac{d\varepsilon_{cp}}{dt} \quad (12)$$

obtida usando as Eqs. (10), e (11). Agora usando as equações Eq. (7), tem-se,

$$v_s = \frac{1 + \beta}{\rho c_0 \beta} \left(\frac{A_{cp}}{A} \sigma_{cp} + \frac{EL_{cp}}{2c_0} \frac{d\varepsilon_{cp}}{dt} \right) \quad (13)$$

Observa-se, que o dispositivo deve ser dimensionado para os materiais que se deseja analisar o que é um fator limitante. A Eq. (13) permite calcular uma velocidade da barra de impacto em função de uma tensão, e uma taxa de deformação específicas no corpo-de-prova. Para finalizar a relação admitindo que o pulso refletido é constante dá,

$$t_p = \frac{\varepsilon_{cp} L_{cp}}{-2c_0 \varepsilon_r} \quad (14)$$

que dá a última equação,

$$L_p = \frac{\varepsilon_{cp} L_{cp}}{-2\varepsilon_r} \quad (15)$$

3. OBJETIVOS

O presente trabalho teve por objetivo, apresentar um projeto de um dispositivo para levantamento de dados, dados estes que possibilitam estimar propriedades mecânicas de materiais submetidos às altas taxas de deformação com aplicação em tecnologia nuclear. Portanto, pretende-se que este trabalho sirva como um guia para o dimensionamento das partes, e do todo do dispositivo, e venha a ser usado como referência futura para pesquisadores.

4 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 Base teórica do dispositivo

Este capítulo ocupa-se em fornecer a base teórica para a análise geral do dispositivo, usando uma poderosa ferramenta, a base para a análise das ondas de tensão, necessária tanto para o dimensionamento do dispositivo, quanto para o levantamento dos dados lançando mão para isso das equações fornecidas pela teoria matemática da elasticidade (TIMOSHENKO et al., 1970).

4.1.1 Teoria matemática da elasticidade - equações de equilíbrio

Pode-se considerar a variação da tensão, quando se muda a posição do ponto. Com esse objetivo, as condições de equilíbrio de um pequeno paralelepípedo retângulo de arestas δx , δy , δz devem ser estudadas. As componentes de tensão atuando nas faces deste pequeno elemento e seus sentidos positivos são indicados na FIG. 5. Tendo-se aqui em consideração as pequenas variações das componentes de tensão atuando devidas aos pequenos incrementos δx , δy , δz das coordenadas. Então, designando os pontos médios das faces do elemento por 1, 2, 3, 4, 5 e 6, distinguimos entre o valor de σ_x no ponto 1, e seu valor no ponto 2, designando-os por $(\sigma_x)_1$ e $(\sigma_x)_2$, respectivamente. É claro que o símbolo σ_x designa o valor desta componente de tensão no ponto x, y, z. No cálculo das forças que atuam no elemento, considere as faces muito pequenas, e a força como obtida pela multiplicação da tensão no centróide da face pela área da mesma.

FIGURA 5. Elemento infinitesimal de tensão (TIMOSHENKO et al., 1970).

Deve ser notado que a força de volume atuando no elemento, desprezada como um infinitésimo de ordem superior na discussão do equilíbrio de um tetraedro precisa agora ser levada em consideração, porque é da mesma ordem de grandeza que os termos devidos às variações das componentes de tensão, que agora são considerados. Designando por X , Y , Z as componentes desta força por unidade de volume do elemento, então a equação de equilíbrio, Eq. (4.1) obtida pela soma de todas as forças que atuam neste elemento na direção x é,

$$[(\sigma_x)_1 - (\sigma_x)_2]\delta y \delta z + [(\tau_{xy})_3 - (\tau_{xy})_4]\delta x \delta z + [(\tau_{xz})_5 - (\tau_{xz})_6]\delta x \delta y + X \delta x \delta y \delta z = 0 \quad (16)$$

as duas outras equações de equilíbrio são obtidas do mesmo modo. Depois de se dividir por $\delta x \delta y \delta z$ e estabelecer o limite pela contração do elemento até o ponto x , y , z , encontra-se,

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + X = 0 \quad (17)$$

$$\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + Y = 0$$

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + Z = 0$$

As Eqs. 17 devem ser satisfeitas em todos os pontos ao longo do volume do sólido. As tensões variam neste volume e, quando se chega ao contorno, elas devem ser tais que estejam em equilíbrio com as forças externas na superfície do sólido.

4.1.2 Condições de compatibilidade

Deve ser notado que as seis componentes de deformação em cada ponto são completamente determinadas pelas três funções u , v , w , representando as componentes do deslocamento. Logo as componentes de deformação não podem ser tomadas arbitrariamente como funções de x , y , z , mas estão sujeitas às relações obtidas a partir das Eqs. 18.

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (18)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}$$

então,

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} = \frac{\partial^3 u}{\partial x \partial y^2} \quad (19)$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial y}$$

$$\frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} = \frac{\partial^3 u}{\partial x \partial y^2} + \frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial y}$$

das quais,

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} \quad (20)$$

Mais duas relações do mesmo tipo podem ser obtidas por permutação cíclica das letras x , y , z .

A partir das relações diferenciais

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y \partial z} &= \frac{\partial^3 u}{\partial x \partial y \partial z} \\ \frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} &= \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial z} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \\ \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} &= \frac{\partial^2 u}{\partial y \partial z} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \\ \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} &= \frac{\partial^2 u}{\partial y \partial z} + \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial z}\end{aligned}\tag{21}$$

Encontra-se que:

$$2 \frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y \partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} + \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right)\tag{22}$$

Outras duas relações do tipo podem ser obtidas pela permutação das letras, x, y, z . Chega-se então às seis relações diferenciais entre as componentes de deformação, as quais devem ser satisfeitas em virtude das Eqs. (4.3).

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} &= \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} \\ 2 \frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y \partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} + \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right)\end{aligned}\tag{23}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial y^2} &= \frac{\partial^2 \gamma_{yz}}{\partial y \partial z} \\ 2 \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x \partial z} &= \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} - \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right) \\ \frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial z^2} &= \frac{\partial^2 \gamma_{xz}}{\partial x \partial z} \\ 2 \frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x \partial y} &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} + \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} - \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right)\end{aligned}$$

Estas equações diferenciais Eqs. (23) são denominadas condições de compatibilidade.

4.1.3 Equações de equilíbrio em termos de deslocamentos

Um método de solução consiste em eliminar as componentes de tensão de Eqs. (2), usando as leis de Hooke, e exprimir as componentes de deformação em termos dos deslocamentos usando as Eqs. (3). Desta maneira chega-se a três equações de equilíbrio contendo somente as três funções desconhecidas u, v, w . É necessário definir algumas grandezas. O alongamento de um elemento até o limite de proporcionalidade é dado por,

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} \quad \varepsilon_y = -\nu \frac{\sigma_x}{E} \quad \varepsilon_z = -\nu \frac{\sigma_x}{E} \quad (24)$$

onde a constante ν é denominada coeficiente de Poisson, isso para as deformações lineares. Para as deformações angulares tem-se,

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G} \tau_{xy} \quad \gamma_{yz} = \frac{1}{G} \tau_{yz} \quad \gamma_{zx} = \frac{1}{G} \tau_{zx} \quad (25)$$

onde G é o módulo de elasticidade transversal,

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (26)$$

definindo mais duas grandezas, primeiro o módulo de expansão volumétrica e ,

$$e = -\frac{3(1 - 2\nu)p}{E} \quad (27)$$

onde p é a pressão hidrostática igual à tensão com sinal negativo, e λ que é igual a,

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \quad (28)$$

fazendo todas as substituições obtêm as equações a seguir,

$$\sigma_x = \lambda e + 2G\varepsilon_x \quad (29)$$

$$\sigma_y = \lambda e + 2G\varepsilon_y$$

$$\sigma_z = \lambda e + 2G\varepsilon_z$$

por exemplo, usando a primeira dessas Eq. (29) com essa forma a seguir.

$$\sigma_x = \lambda e + 2\mathcal{G} \frac{\partial u}{\partial x} \quad (30)$$

e mais essas duas equações abaixo na seguinte forma,

$$\tau_{xy} = \mathcal{G} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (31)$$

$$\tau_{zx} = \mathcal{G} \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)$$

na primeira das equações de equilíbrio obtêm a seguinte equação:

$$(\lambda + \mathcal{G}) \frac{\partial e}{\partial x} + \mathcal{G} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + X = 0 \quad (32)$$

As duas outras equações de equilíbrio em y , e , z , podem ser transformadas da mesma maneira, então, usando o símbolo ∇^2 matematicamente conhecido como o divergente do gradiente, também conhecido como operador Laplaciano, ou de Laplace, as três equações de equilíbrio se tornam,

$$(\lambda + \mathcal{G}) \frac{\partial e}{\partial x} + \mathcal{G}(\nabla^2 u) + X = 0 \quad (33)$$

$$(\lambda + \mathcal{G}) \frac{\partial e}{\partial y} + \mathcal{G}(\nabla^2 v) + Y = 0$$

$$(\lambda + \mathcal{G}) \frac{\partial e}{\partial z} + \mathcal{G}(\nabla^2 w) + Z = 0$$

e, quando não há forças de volume, X , Y , Z ,

$$(\lambda + \mathcal{G}) \frac{\partial e}{\partial x} + \mathcal{G}(\nabla^2 u) = 0 \quad (34)$$

$$(\lambda + \mathcal{G}) \frac{\partial e}{\partial y} + \mathcal{G}(\nabla^2 v) = 0$$

$$(\lambda + \mathcal{G}) \frac{\partial e}{\partial z} + \mathcal{G}(\nabla^2 w) = 0$$

4.2 Propagação de ondas em meios elásticos

Finalmente serão analisadas as equações de movimento com o auxílio das últimas equações obtidas. O carregamento de impacto devido a uma explosão, ou deslocamentos súbitos, como em um terremoto, são problemas dinâmicos. As equações de equilíbrio devem ser substituídas pelas de movimento. Quando uma força é bruscamente aplicada, sua ação não é transmitida instantaneamente a todas as partes do corpo. Ondas de tensões, e deformações, são irradiadas da região carregada com velocidades finitas de propagação.

Como no conhecido caso da propagação do som no ar, não existe perturbação em um ponto até que a onda tenha tempo de alcançá-lo. No caso de sólidos elásticos, entretanto, existem mais de um tipo de onda, e mais de uma velocidade característica de onda.

Começando com as equações gerais para problemas tridimensionais em coordenadas retangulares, e as soluções representando os tipos mais simples de ondas, por exemplo, não será considerado aqui vibrações de barras. Representações aproximadas de movimentos ondulatórios em casos especiais, como ondas de tensão em barras, serão introduzidas posteriormente, quando se dispuser de teoria geral para desenvolver as hipóteses envolvidas.

Na discussão da propagação de ondas em meios elásticos é vantajoso o uso de equações diferenciais em termos de deslocamentos Eqs. 33. Para obter as equações do movimento em pequenos deslocamentos a partir destas equações de equilíbrio é somente necessário adicionar as forças de inércia. Logo, supondo que não existem forças de volume, as equações do movimento se escrevem,

$$(\lambda + \mathcal{G}) \frac{\partial e}{\partial x} + \mathcal{G}(\nabla^2 u) - \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \quad (35)$$

$$(\lambda + \mathcal{G}) \frac{\partial e}{\partial y} + \mathcal{G}(\nabla^2 v) - \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = 0$$

$$(\lambda + \mathcal{G}) \frac{\partial e}{\partial z} + \mathcal{G}(\nabla^2 w) - \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0$$

onde e , é a expansão volumétrica unitária e o símbolo ∇^2 o operador Laplaciano,

$$\nabla^2 = \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \quad (36)$$

Supondo primeiramente que a deformação produzida pelas ondas seja tal que se tenha expansão volumétrica nula, e que esta deformação consista apenas de distorção, e rotação, conseqüentemente, as Eqs. 19 tornam-se,

$$\mathcal{G}(\nabla^2 u) - \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \quad (37)$$

$$\mathcal{G}(\nabla^2 v) - \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = 0$$

$$\mathcal{G}(\nabla^2 w) - \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0$$

estas são as equações das chamadas ondas de distorção.

Considerando agora o caso em que a deformação produzida pelas ondas não seja acompanhada de rotação. Em um elemento, a rotação se escreve,

$$\omega_x = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (38)$$

$$\omega_y = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \right)$$

$$\omega_z = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right)$$

a condição de que a deformação seja irrotacional é de que o operador rotacional seja zero, o que significa, que

$$\frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} = 0 \quad (39)$$

quando estas equações são satisfeitas, os deslocamentos u , v , w são obtidos de uma única função Φ , como se segue,

$$u = \frac{\partial \Phi}{\partial x} \quad v = \frac{\partial \Phi}{\partial y} \quad w = \frac{\partial \Phi}{\partial z} \quad (40)$$

logo

$$e = \partial^2 \phi \quad \frac{\partial e}{\partial x} = \frac{\partial \nabla^2 \phi}{\partial x} = \nabla^2 u \quad (41)$$

substituindo estas últimas expressões nas Eqs. (36), encontra-se que,

$$(\lambda + 2\mathcal{G})(\nabla^2 u) - \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \quad (42)$$

$$(\lambda + 2\mathcal{G})(\nabla^2 v) - \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = 0$$

$$(\lambda + 2\mathcal{G})(\nabla^2 w) - \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0$$

estas são equações para ondas irrotacionais, ou ondas de dilatação.

O caso geral de propagação de ondas em meios elásticos é obtido pela superposição de ondas de distorção e ondas de dilatação. Para ambos os tipos de ondas, as equações de movimento tem a seguinte forma comum:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} = \alpha^2 \nabla^2 \psi \quad (43)$$

onde

$$\alpha = c_1 = \sqrt{\frac{\lambda + 2\mathcal{G}}{\rho}} \quad (44)$$

para o caso de ondas de dilatação, e

$$\alpha = c_2 = \sqrt{\frac{\mathcal{G}}{\rho}} \quad (45)$$

para o caso de ondas de distorção.

4.2.1 Ondas planas

Se uma perturbação é produzida em um ponto de um meio elástico, irradiam-se ondas deste ponto em todas as direções. A uma grande distância em relação ao centro de perturbação, entretanto tais ondas podem ser consideradas

como ondas planas e pode-se supor, que todas as partículas se movem paralelamente à direção de propagação da onda (ondas longitudinais), ou perpendicularmente a esta direção (ondas transversais). No primeiro caso tem-se ondas de dilatação; no segundo ondas de distorção.

Na consideração de ondas longitudinais, se for tomado o eixo x na direção de propagação da onda, tem-se que, $v = w = 0$, e que u é uma função somente de x . Então, as Eqs. (42) fornecem,

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c_1^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (46)$$

finalmente, está é a equação de d'Alembert, a equação que será usada como a equação que representa fisicamente as ondas unidimensionais, longitudinais de tensão, que são produzidas nas barras do dispositivo SHPB a serem analisadas nesta dissertação, e a constante c_1 , é a velocidade de propagação desta onda neste meio elástico das barras do dispositivo e é igual a:

$$c_1 = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (47)$$

4.3 Funcionamento do dispositivo SHPB - nomenclatura geral

O dispositivo consiste em uma barra de impacto: a menor das barras do dispositivo. A barra que sob a ação da força produzida pela pressão do gás nitrogênio impactará a barra de entrada provocando nesta a onda de tensão desejada, que por sua vez produzirá a deformação no corpo-de-prova. A designação que será usada nesta dissertação será “s”, do inglês “*striker*”.

A barra de entrada: a barra que receberá o impacto da barra de impacto, e servirá como guia da onda de tensão, onde esta que produzirá a deformação desejada no corpo de prova, a designação que será usada nesta dissertação será “i” do inglês “*input bar*”.

A barra de saída: barra localizada após o corpo-de-prova serve para medir a onda de tensão transmitida. A designação que será usada nesta dissertação será “o” do inglês “*output bar*”. O corpo-de-prova: peça confeccionada do material

FIGURA 7. Desenho esquemático das barras do dispositivo SHPB (BENASSI, 2005).

As tensões e deformações compressivas possuem sinal positivo, enquanto tensões e deformações de tração sinal negativo. Chamando,

$$\varepsilon_i = \text{onda incidente}$$

$$\varepsilon_r = \text{onda refletida}$$

$$\varepsilon_t = \text{onda transmitida}$$

o deslocamento da face esquerda do corpo-de-prova será u_1 , e na face direita será u_2 , ambos dados por,

$$u_1 = \int_0^t c_0 \varepsilon_1 dt \quad (48)$$

$$u_2 = \int_0^t c_0 \varepsilon_2 dt \quad (49)$$

onde, $c_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$, e o subscrito 1, e 2, das deformações são referentes às faces esquerda, e direita do corpo de prova. Reescrevendo as Eqs. (47) e (48),

$$u_1 = c_0 \int_0^t (\varepsilon_i - \varepsilon_r) dt \quad (50)$$

$$u_2 = c_0 \int_0^t (\varepsilon_t) dt$$

então a deformação no corpo-de-prova será,

$$\varepsilon_{cp} = \frac{u_1 - u_2}{L_{cp}} \quad (51)$$

onde L_{cp} é a espessura do corpo-de-prova, substituindo as Eqs. (50) e (51) a deformação a que o corpo-de-prova está submetido é,

$$\varepsilon_{cp} = \frac{c_0}{L_{cp}} \int_0^t (\varepsilon_i - \varepsilon_r - \varepsilon_t) dt \quad (52)$$

As forças agindo nas extremidades esquerda, e direita do corpo-de-prova são,

$$\mathcal{F}1 = E(\varepsilon_i + \varepsilon_r)A$$

e,

$$\mathcal{F}2 = E\varepsilon_t A \quad (53)$$

desde que o corpo-de-prova esteja em equilíbrio, então,

$$\varepsilon_i + \varepsilon_r = \varepsilon_t$$

e,

$$\varepsilon_{cp} = \frac{c_0}{L_{cp}} \int_0^t (\varepsilon_i - \varepsilon_r - \varepsilon_r - \varepsilon_i) dt \quad (54)$$

Agora se pode finalmente calcular as tensões, deformações, e taxas de deformação pelas fórmulas seguintes,

$$\varepsilon_{cp} = \frac{-2c_0}{L_{cp}} \int_0^t (\varepsilon_r) dt \quad (55)$$

$$\sigma_{cp} = E \frac{A}{A_{cp}} \varepsilon_t \quad (56)$$

$$\frac{d\varepsilon_{cp}}{dt} = \frac{-2c_0}{L_{cp}} \varepsilon_r \quad (57)$$

5 RESULTADOS

5.1 Dimensionamento

Para o dimensionamento do dispositivo SHPB será feita uma divisão do dispositivo em grupos de projeto, como é rotineiro em departamentos de projeto no caso de máquinas muito complexas (o que não é o caso do dispositivo SHPB) que mecanicamente é bem simples, mas a divisão ajuda na visualização orgânica do funcionamento. Então:

GRUPO 1 Dimensionamento das barras do dispositivo

Barra de impacto

Barra de entrada

Barra de saída

GRUPO 2 Dispositivo de impacto

GRUPO 3 Viga principal

Mancais de apoio das barras

Pés do dispositivo SHPB

A taxa de deformação desejada é produzida por uma onda de tensão que é produzida pelo impacto da barra de impacto sobre a barra de entrada “*input bar*”, e por ela se propaga até o corpo-de-prova, e daí para a barra de saída. Já que produzir o escoamento do material das barras, isto é, produzir deformação plástica, não é de forma alguma desejável, pois isso causaria distorções, e dispersões, na forma da onda de tensão produzida, acarretando por sua vez erros na coleta de dados, o que inviabilizaria o teste. A escolha da tensão máxima que possa ser produzida pelo impacto constitui-se na especificação zero no caso deste projeto, ou seja, o dado mais importante no dimensionamento do dispositivo. Por quê? Porque assim, uma vez especificado qual material será usado na confecção das barras do dispositivo, utiliza-se a máxima energia

possível que se possa conduzir nessas barras sem que elas escoem, e assim a limitação será poder testar materiais com tensão de escoamento inferiores às das barras.

Ao mesmo tempo tem-se que escolher uma tensão produzida pelo impacto o mais alta possível, muito próxima da tensão de escoamento, sem contudo ultrapassá-la, para aproveitar ao máximo a energia que se possa retirar da barra de impacto, otimizando o dispositivo. Conclui-se então que o ponto de partida é a escolha do coeficiente de segurança que será adotado. Dimensionar um elemento mecânico dividindo a tensão de escoamento do material por um coeficiente de segurança, não é de forma alguma uma decisão aleatória, é derivado de cálculo utilizando as várias teorias de falhas da mecânica dos sólidos teórica, essa demonstração é longa, e desnecessária para o escopo desta dissertação, mas pode ser encontrada em (TIMOSHENKO, 1970). O aço SAE 1045 foi o escolhido para a confecção de um protótipo tanto da barra de impacto, como para as barras de entrada “*input bar*”, e saída “*output bar*”, que será construído no Laboratório de Fornos do CCTM / IPEN. A tensão de escoamento tirada do catálogo do fabricante do aço SAE 1045 laminado é de 430 MPa. O módulo de Young, ou de elasticidade do aço SAE 1045 é de $E = 206 \text{ GPa}$.

5.2 Cálculo do coeficiente de segurança pelo método clássico

Como as barras do dispositivo precisam permanecer dentro do limite elástico durante o ensaio, é preciso calcular o coeficiente de segurança que garantirá que este objetivo seja alcançado. Existe uma fórmula baseada na experiência da indústria. Cada termo é confrontado com o método estatístico de cálculo do coeficiente de segurança. Ou seja, os valores são baseados em dados estatísticos levantados, e coletados, durante anos de experiência da indústria. Será empregada esta fórmula nesta dissertação para estimar o coeficiente de segurança a ser usado no dimensionamento das barras. O coeficiente aqui chamado FS, do nome em inglês “*Factor of Safety*”, é calculado com a seguinte fórmula (ULLMAN 1986):

$$FS = FS_{\text{material}} \times FS_{\text{tensão}} \times FS_{\text{geometria}} \times FS_{\text{análise de falhas}} \times FS_{\text{confiabilidade}}$$

Onde os fatores são estimados analisando qual fator específico usar segundo a aplicação em questão de acordo com os dados abaixo:

F_{Smaterial}

$F_{Smaterial} = 1,0$ Se as propriedades do material são bem conhecidas. Se elas foram obtidas experimentalmente de um corpo de prova idêntico ao componente desenhado representando o carregamento a ser aplicado.

$F_{Smaterial} = 1,1$ Se as propriedades do material são conhecidas de catálogos de fabricantes.

$F_{Smaterial} = 1,2 - 1,4$ Se as propriedades não são bem conhecidas.

F_{Stensão}

$F_{Stensão} = 1,0 - 1,1$ Se o carregamento é bem definido como estático ou variável, se não existem sobrecarregamentos de choque, e um método acurado de cálculo de tensões é empregado.

$F_{Stensão} = 1,2 - 1,3$ Se a natureza do carregamento é definida por média, e com sobrecarregamentos da ordem de 20 % - 50 %, e se a análise de tensões podem resultar em erros de menos de 50 %.

$F_{Stensão} = 1,4 - 1,7$ Se o carregamento não é bem conhecido, e a análise de tensão possui acurácia duvidosa.

F_{Sgeometria}

$F_{Sgeometria} = 1,0$ Se as tolerâncias do fabricante são rígidas.

$F_{Sgeometria} = 1,0$ Se as tolerâncias do fabricante são médias.

$F_{Sgeometria} = 1,1 - 1,2$ Se as dimensões não são próximas da desejada.

F_{Sanálise de falhas}

$F_{Sanálisedefalhas} = 1,0 - 1,1$ Se a análise de falhas a ser usada é derivada do estado de tensão, como para uniaxial, ou multiaxial tensão estática, ou tensões de fadiga totalmente reversíveis.

$F_{Sanálisedefalhas} = 1,2$ Se a análise de falhas a ser usada é uma simples extensão de teorias precedentes, tais como para multiaxiais, tensões de fadiga

totalmente reversíveis, ou tensão de fadiga uniaxial não nula.

$FS_{\text{análise de falhas}} = 1,3 - 1,5$ Se a análise de falhas não é bem desenvolvida, como com dano acumulado, ou tensão de fadiga multiaxial não nula.

FSconfiabilidade

$FS_{\text{confiabilidade}} = 1,1$ Se a confiabilidade para a peça não precisa ser alta, por exemplo, menor que 90%.

$FS_{\text{confiabilidade}} = 1,2 - 1,3$ Se a confiabilidade está entre 92 - 98%.

$FS_{\text{confiabilidade}} = 1,4 - 1,6$ Se a confiabilidade precisa ser alta, maior que 99%.

Foram adotados os seguintes valores para os fatores a serem colocados na fórmula, analisando os dados estatísticos anteriormente mencionados.

$FS_{\text{material}} = 1,1$

$FS_{\text{tensão}} = 1,2$

$FS_{\text{geometria}} = 1,0$

$FS_{\text{análise de falhas}} = 1,2$

$FS_{\text{confiabilidade}} = 1,4$

O FS_{material} foi escolhido 1,1 porque as propriedades do material foram tiradas do catálogo do fabricante.

O $FS_{\text{tensão}}$ foi escolhido 1,2 porque é a alternativa que melhor se aproxima da realidade do cálculo de tensão deste dispositivo.

O $FS_{\text{geometria}}$ foi escolhido 1,0 porque as tolerâncias do fabricante são rígidas.

O $FS_{\text{análise de falhas}}$ foi escolhido 1,2 porque são tensões de fadiga uniaxiais.

O $FS_{\text{confiabilidade}}$ foi escolhido 1,3 porque é uma análise 3σ .

O que resulta em um coeficiente de segurança de,

$$FS = 1,1 \times 1,2 \times 1,0 \times 1,2 \times 1,4 = 2,2$$

(58)

Será usado neste projeto do dispositivo SHPB o coeficiente de segurança

FS = 2,0.

Então a tensão máxima admissível será,

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{esc}}}{\text{FS}} = \frac{430 \text{ MPa}}{2,0} = 215 \text{ MPa} \quad (59)$$

5.3 Dimensionamento do dispositivo de impacto

Para melhor compreensão e clareza, os grupos vão ser apresentados de forma alterada.

Grupo 2

Agora de posse do dado principal do projeto, ou seja, a máxima tensão que se pode aplicar nas barras do dispositivo pelo impacto provocado pela barra de impacto sobre a barra de entrada, tensão esta que garantirá que as barras permaneçam estritamente dentro do regime elástico, ou seja, sem provocar a deformação plástica nas barras o que prejudicaria o levantamento dos dados necessários para análise do corpo-de-prova, que é de 215 MPa, será calculada a velocidade de impacto em função desta tensão, e consequentemente a pressão mínima do reservatório de nitrogênio que me possibilitará alcançar esta velocidade.

Neste ponto fica claro o quanto a decisão de tomar como ponto de partida a máxima tensão permitida é acertada, pois permite dimensionar todo o resto do dispositivo usando o método inverso, e basicamente nada a mais que as fórmulas disponíveis fornecidas pela mecânica Newtoniana.

A decisão do CCTM, é a de construir um dispositivo SHPB a princípio como protótipo utilizando o aço SAE 1045 para a confecção das barras, barra de impacto, barra de entrada, e barra de saída, e o diâmetro das barras será de 25 mm porque todos os mancais comprados a priori possuem esse diâmetro.

O diâmetro da barra de impacto que será empregada é de 25 mm h9.

Área da seção transversal das barras (todas as barras, quais sejam: barra de impacto, barra de entrada, e barra de saída) terão o mesmo diâmetro, e serão confeccionadas do mesmo material para que não haja diferença de impedâncias

mecânicas facilitando o cálculo.

$$A_s = \pi \times r^2 = 5,0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (60)$$

Agora será feita a dedução do módulo da tensão produzida nas barras pelo impacto provocado pela barra de impacto sobre a barra de entrada, (KOLSKY 1949; KOLSKY, 1963).

A equação de onda é a seguinte equação diferencial parcial (EDP), chamada equação de d'Alembert (KOLSKY, 1963), conforme mostrado anteriormente na Eq. (4.31).

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c_0^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (61)$$

A solução é a soma de duas funções do argumento $x - c_0 t$,

$$u(x, t) = \mathcal{F}(x - c_0 t) + \mathcal{G}(x + c_0 t) \quad (62)$$

como neste caso o pulso está se propagando na direção positiva para a direita de uma barra supostamente infinita, se pega somente o termo com argumento:

$$u(x, t) = \mathcal{F}(x - c_0 t) \quad (63)$$

a velocidade de partícula é,

$$v(x, t) = v_p = \frac{\partial u(x, t)}{\partial t} = -c_0 \mathcal{F}'(x - c_0 t) \quad (64)$$

a deformação será,

$$\varepsilon(x, t) = \varepsilon = \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} = \mathcal{F}'(x - c_0 t) \quad (65)$$

Substituindo Eq. (64) na Eq. (65),

$$\varepsilon(x, t) = \frac{-v(x, t)}{c_0} = -\frac{v_p}{c_0} \quad (66)$$

Num estado uniaxial de tensão,

$$\sigma(x, t) = E\varepsilon(x, t) \quad (67)$$

e,

$$c_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (68)$$

Obtém-se então,

$$\sigma(x, t) = E \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} = E \mathcal{F}'(x - c_0 t) = \frac{E v(x, t)}{-c_0} = -\rho c_0 v(x, t) \quad (69)$$

finalmente,

$$\sigma(x, t) = -\rho c_0 v(x, t) = -\rho c_0 v_p = \sigma \quad (70)$$

como,

$$v_p = \frac{1}{2} v_s \quad (71)$$

$$\sigma = -\frac{1}{2} \rho c_0 v_s \quad (72)$$

De posse da Eq. (72), agora é possível dimensionar todas as variáveis do dispositivo, apenas utilizando a mecânica Newtoniana, e a resistência dos materiais tradicional.

A tensão máxima produzida pela onda de tensão, que por sua vez é produzida pelo impacto da barra de impacto sobre a barra de entrada deverá ser de 215 MPa para garantir que as barras não excedam o limite elástico.

Então a velocidade da barra de impacto necessária é,

$$v_s = \frac{2\sigma}{\rho c_0} = \frac{2 \times 215 \times 10^6}{7860 \times 5119,4} = 10,686 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (73)$$

já que,

$$c_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}} = \sqrt{\frac{206 \times 10^9}{7860}} = 5119,44 \frac{m}{s} \quad (74)$$

Usados os dados do catálogo do fabricante para o aço SAE 1045 da Arcelor Mittal.

$E = 206 \text{ GPa}$, e,

$$\rho = 7860 \frac{kg}{m^3}.$$

O tamanho da barra de impacto será decidido em função do comprimento total da viga I comprada que possui 6 m de comprimento, sendo que o tamanho das barras de entrada, e saída é função do comprimento da barra de impacto.

Será feito o cálculo adotando o tamanho da barra de impacto escalonando de 100 em 100 mm, a partir de 200 mm, até 500 mm. O último comprimento é porque as barras terão que ter no mínimo 4 (quatro) vezes o comprimento da barra de impacto para que não haja *over lapping* das ondas de tensão incidente, e refletida nos *strain gages* usado para levantamento dos dados, e barras de impacto com tamanho superiores a 500 mm levariam a necessidade de uma viga I de tamanho superior a 6 m para acomodar o dispositivo completo montado sobre ela. O primeiro passo é calcular a massa de cada barra de impacto. O cálculo da massa das barras de impacto será feito pela Eq. (55) a seguir,

$$m_s = \rho V_s \quad (75)$$

onde V_s é o volume da barra de impacto, e ρ , é a massa específica do aço.

$$V_s = \text{área da seção transversal da barra} \times \text{altura do cilindro} = \left(\frac{25 \text{ mm}}{2} \right)^2 \times \pi \times L_s$$

Então o volume em m^3 das quatro barras poderá ser calculado simplesmente multiplicando o fator $5 \times 10^{-4} m^2$ pelos comprimentos L_s de cada barra:

$$V_{s0,2} = \text{volume da barra de impacto de } 0,2 \text{ m} = 1 \times 10^{-4} m^3$$

$$V_{s0,3} = \text{volume da barra de impacto de } 0,3 \text{ m} = 1,5 \times 10^{-4} m^3$$

$$V_{s0,4} = \text{volume da barra de impacto de } 0,4 \text{ m} = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_{s0,5} = \text{volume da barra de impacto de } 0,5 \text{ m} = 2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

A massa das barras é calculada pela Eq. (55) multiplicando o resultado anteriormente mencionados pela massa específica do material das barras segundo a fórmula.

$$m_{s0,2} = \text{massa da barra de impacto de } 0,2 \text{ m} = 1 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,786 \text{ kg}$$

$$m_{s0,3} = \text{massa da barra de impacto de } 0,3 \text{ m} = 1,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1,179 \text{ kg}$$

$$m_{s0,4} = \text{massa da barra de impacto de } 0,4 \text{ m} = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1,572 \text{ kg}$$

$$m_{s0,5} = \text{massa da barra de impacto de } 0,5 \text{ m} = 2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1,965 \text{ kg}$$

Agora de posse das massas das barras de impacto é possível calcular as pressões necessárias para desenvolver a velocidade necessária na barra de impacto.

5.4 Cálculo da pressão necessária no dispositivo de impacto

A mecânica Newtoniana nos dá a seguinte equação (HALLIDAY, et al., 1993).

$$W = \int F ds = \frac{1}{2} m (v_2^2 - v_1^2) \quad (76)$$

onde,

$$\int F ds = F_{R \times} d, \quad (77)$$

desde que a força seja constante e a trajetória retilínea, como no caso aqui.

F_R = força resultante

d = distância percorrida pelo centro de massa da barra de impacto, do repouso até o ponto de impacto.

então,

$$F_{R \times} d = \frac{1}{2} m (v_2^2 - v_1^2) \quad (78)$$

Obs.: teoricamente, a Eq. (78) é válida desde que não existam forças de atrito.

Esse modelo será usado, e se provará como uma excelente aproximação da realidade do dispositivo de impacto a ser construído, pois se pretende usar Teflon no tubo de impacto, ou alternativamente, na barra de impacto para que o atrito seja o menor possível. Como a barra parte da posição de repouso,

$$v_1 = 0$$

do que resulta,

$$\mathcal{F}_{R \times} d = \frac{1}{2} m (v_2^2) \quad (79)$$

então na forma final,

$$\mathcal{F}_{R \times} d = \frac{1}{2} m_s (v_s^2) \quad (80)$$

onde,

m_s = massa da barra de impacto.

v_s = velocidade da barra de impacto.

neste caso, $v_2 = v_s$

O tubo do dispositivo de impacto terá 0,6 m de comprimento, e a distância livre entre o final do tubo, e o ponto de impacto com a barra de entrada é de 0,2 m. A distância a ser percorrida pelo centro de massa da barra de impacto será de 0,4 m, ou seja, tudo foi calculado de forma que o centro de massa da barra de impacto esteja exatamente no plano da borda extrema livre do tubo do dispositivo.

5.5 Dimensões do dispositivo de impacto

1. A dimensão total do tubo do dispositivo de impacto será de 0,6 m, esta dimensão será fixada definitivamente neste momento. Cada barra de impacto terá o centro de massa se deslocando a partir do repouso com uma das faces encostada em uma das extremidades do tubo até a posição de impacto na extremidade livre, onde a cota vertical do centro de massa terá que coincidir com a cota da extremidade livre do tubo do dispositivo de impacto

2. A distância livre entre a extremidade livre do tubo do dispositivo de impacto, e a barra de entrada será sempre de metade do comprimento da barra

de impacto.

3. A dimensão d é a distância percorrida pelo centro de massa da barra de impacto da posição de repouso até a posição de impacto.

Então a força resultante que levará a barra de impacto até a velocidade necessária será calculada aplicando a Eq. (60) sucessivamente para cada comprimento de barra,

$$\mathcal{F}_{R_{0,2}} = \frac{1}{2} \frac{m_s \times v_s^2}{d} = \frac{1}{2} \frac{0,786 \times (10,686)^2}{0,5} = 89,754 \text{ N}$$

$$\mathcal{F}_{R_{0,3}} = \frac{1}{2} \frac{m_s \times v_s^2}{d} = \frac{1}{2} \frac{1,179 \times (10,686)^2}{0,45} = 149,589 \text{ N}$$

$$\mathcal{F}_{R_{0,4}} = \frac{1}{2} \frac{m_s \times v_s^2}{d} = \frac{1}{2} \frac{1,572 \times (10,686)^2}{0,4} = 224,385 \text{ N}$$

$$\mathcal{F}_{R_{0,5}} = \frac{1}{2} \frac{m_s \times v_s^2}{d} = \frac{1}{2} \frac{1,965 \times (10,686)^2}{0,35} = 320,549 \text{ N}$$

A pressão que deve ser aplicada pelo nitrogênio na área da barra de impacto para produzir esta força será de,

$$P = \frac{\mathcal{F}_R}{A_s}$$

(81)

e aplicando sucessivamente a Eq. (61) para cada comprimento da barra de impacto,

$$P_{0,2} = \frac{\mathcal{F}_{R_{0,2}}}{A_s} = \frac{89,754}{5,0 \times 10^{-4}} = 179508 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$P_{0,3} = \frac{\mathcal{F}_{R_{0,3}}}{A_s} = \frac{149,589}{5,0 \times 10^{-4}} = 299178 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$P_{0,4} = \frac{\mathcal{F}_{R_{0,4}}}{A_s} = \frac{224,385}{5,0 \times 10^{-4}} = 448770 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$P_{0,5} = \frac{\mathcal{F}_{R_{0,5}}}{A_s} = \frac{320,549}{5,0 \times 10^{-4}} = 641098 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Fazendo o cálculo da conversão de unidades de Pa para psi, tem-se para as pressões requeridas para cada comprimento de barra,

$$P_{0,2} = 26,029 \text{ psi}$$

$$P_{0,3} = 43,381 \text{ psi}$$

$$P_{0,4} = 65,072 \text{ psi}$$

$$P_{0,5} = 92,959 \text{ psi}$$

Por motivos que ficarão bem claros na seção onde os comprimentos das barras de impacto, de entrada, e de saída, serão calculados, e pelo fato de a viga I escolhida para a construção deste protótipo ter 6 m de comprimento, será escolhida a barra de impacto de 0,4 m de comprimento para que todo o equipamento caiba sobre a viga I, incluindo o dispositivo para amortecimento na extremidade oposta do dispositivo de impacto.

As pressões em bar de cada barra de impacto será de:

$$P_{0,2} = 1,795 \text{ bar}$$

$$P_{0,3} = 2,991 \text{ bar}$$

$$P_{0,4} = 4,487 \text{ bar}$$

$$P_{0,5} = 6,410 \text{ bar}$$

Então com a escolha da barra de impacto de comprimento 0,4 m, tem-se que a pressão necessária na face da barra em repouso que produzirá a velocidade desejada será de,

$P_{0,4} = 65,072 \text{ psi}$, esta é a pressão requerida no acumulador de pressão para o disparo da barra de impacto, aproximadamente 4,5 bar.

Utilizando a Eq. (82) e isolando a velocidade da barra de impacto v_s que coincide com a velocidade do centro de massa da barra do repouso até o deslocamento do centro de massa d , para $d = 0,4$. A TAB. 4 a seguir mostra o cálculo de valores da velocidade do centro de massa da barra de impacto em função da distância de deslocamento do centro de massa d .

Manipulando a Eq. (82) e isolando v_s , tem-se,

$$\mathcal{F}_{R \times d} = \frac{1}{2} m_s (v_s^2) \quad (82)$$

$$v_s = \sqrt{\frac{2 \times \mathcal{F}_R \times d}{m_s}} \quad (83)$$

$$\mathcal{F}_{R_{0,4}} = 224,385 \text{ N}$$

$$d = 0,4 \text{ m}$$

$$m_{s0,4} = 1,572 \text{ kg}$$

Substituindo os valores acima na Eq. (83) tem-se a seguinte Eq. (84),

$$v_s = (285,477 \times d)^{0,5} \quad (84)$$

Variando d de 0,1 m até 0,4 m temos os valores da TABELA 4 abaixo,

TABELA 4. Velocidade do centro de massa da barra de impacto em função de (d) .

DESLOCAMENTO DO CENTRO DE MASSA DA BARRA DE IMPACTO (d) m	VELOCIDADE DO CENTRO DE MASSA DA BARRA DE IMPACTO (v_s) m/s
0,1	5,343
0,2	7,556
0,3	9,254
0,4	10,686

Que plotados resultam na FIG. 8 a seguir, o gráfico da velocidade do centro de massa da barra de impacto em função da distância percorrida pelo centro de massa de 0,1 m até 0,4 m.

FIGURA 8. Gráfico da velocidade do centro de massa da barra de impacto (v_s).

A pressão de 4,5 bar é a pressão teoricamente necessária na face da barra de impacto para produzir a velocidade de impacto, que por sua vez produzirá a onda de tensão desejada nas barras de entrada, no corpo-de-prova, e na barra de saída. Porém, existem as hipóteses admitidas de baixíssimo atrito e mais importante ainda, o fato de o gás nitrogênio usado ser um fluido compressível. Neste ponto tem-se que obrigatoriamente analisar se haverá uma queda de pressão significativa no tubo de impacto, no percurso da barra de impacto até o contato com a barra de entrada.

O dispositivo acumulador de pressão comprado pelo IPEN de marca FESTO, pode acumular até 16 bar, quatro vezes a pressão para a barra escolhida de 0,4 m, e mais que suficiente para produzir a pressão necessária até para a barra de impacto de 0,5 m de comprimento.

O motivo porque a barra de impacto de 0,4 m de comprimento é a escolhida para a confecção do dispositivo de impacto, é porque se tem que ter barras de entrada e de saída de no mínimo quatro vezes este comprimento, o que levaria às barras de no mínimo 2 m cada no caso da escolha da barra de impacto de 0,5 m. Como se tem que aproveitar ao máximo o comprimento útil da viga I, inclusive para a montagem do dispositivo amortecedor, a barra de 0,4 m se mostra a mais adequada. Já no caso das barras menores, de 0,2 m, e de 0,3 m, qualquer uma poderia ser usada, porém a experiência mostra que barras de comprimento maior são melhores para produzir ondas de tensão confiáveis a serem medidas pelos *strain gages* sem *over lapping*.

5.6 Mecânica dos fluidos compressíveis

Verificação da queda de pressão por expansão isentrópica do gás nitrogênio considerado como fluido compressível por exatidão.

A mecânica dos fluidos compressíveis nos dá (BRUNETTI, 2008) as seguintes equações:

$$\frac{p_0}{p} = \left[1 + \frac{k-1}{2} \right]^{\frac{k}{(k-1)}}$$

(85)

$$\frac{T_0}{T} = \left[1 + \frac{k-1}{2} \times M^2 \right] \quad (86)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \frac{k-1}{2} \times M^2 \right]^{\frac{1}{k-1}} \quad (87)$$

Estas equações não serão demonstradas aqui pois exige uma larga revisão de termodinâmica. Porém a aplicação de equações exatas de gases compressíveis só faz sentido para números de Mach maiores que 0,4 (BRUNETTI, 2008), onde a compressibilidade dos fluidos influencia de maneira efetiva o comportamento do fluxo real. A definição de número de Mach será dada agora. Número de Mach é a relação da velocidade do fluido, pela velocidade do som no meio para as condições reais de temperatura absoluta. A velocidade do som no meio é dada pela seguinte fórmula utilizada na teoria dos fluidos compressíveis,

$$c = \sqrt{kRT} \quad (88)$$

E o número de Mach é,

$$M = \frac{v}{c} \quad (89)$$

onde,

R é a constante característica de cada gás

k é a relação entre os calores específicos a pressão, e volumes constantes

T temperatura absoluta do gás na condição real de operação

então para as condições extremas deste protótipo, para gás nitrogênio

$$R = 296,8 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

$$k = 1,40$$

considerando a temperatura de laboratório de 25 °C tem-se que $T = 273 + 25 = 298 \text{ K}$, da fórmula anterior, Eq. (67),

$$c = \sqrt{kRT} = \sqrt{1,4 \times 296,8 \times 298} = 351 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

como a velocidade final do gás no tubo de impacto é de $10,686 \frac{m}{s}$, então da fórmula Eq. (89) o número de Mach será,

$$M = \frac{v}{c} = \frac{10,686}{351} = 0,03$$

este escoamento para este caso específico dos testes a serem realizados neste protótipo é subsônico, e mais, por ter um número de Mach muito inferior ao valor limite que define a transição entre o escoamento compressível, e o escoamento incompressível de 0,4 para o número de Mach, podemos tratá-lo com exatidão como se o fluxo fosse incompressível. Neste caso a variação de pressão é calculada pela fórmula exata.

Considerando a pressão de estagnação como a pressão a ser aplicada na face em repouso da barra de impacto, temos que a pressão final no percurso de 0,4 m do centro de massa da barra de impacto, até o momento do impacto com a barra de entrada será de p_0 dividida por 1,00063, ou seja,

$$\frac{p_0}{p} = 1 + \frac{k}{2} M^2 \quad (90)$$

o que resulta em dividir p_0 por 1,0006, uma diferença desprezível na variação da pressão, e uma diferença desprezível na pressão final para este teste.

Fica claro que o controle da velocidade da barra de impacto será o fator importante durante a realização do teste, e isto será feito com pequenas variações na pressão no dispositivo acumulador de pressão.

5.7 Dimensionamento do comprimento das barras

Grupo 1

Neste momento serão estipulados o comprimento da barra de entrada (*input bar*), e da barra de saída (*output bar*). Graças ao comprimento da barra de impacto finalmente escolhido para este protótipo, que é de $L_s = 0,4$ m, e se mostrou bastante satisfatório, podemos agora calcular o comprimento da onda de tensão que percorrerá as barras, que é de $0,8$ m = $2 \times L_s$.

Não há necessidade de dimensionar as barras quanto às tensões aplicadas durante o teste, já que já foi imposta a tensão máxima admissível aplicada nos

cálculos feitos até aqui com segurança, para que não seja superado em hipótese alguma o limite elástico das barras em toda a extensão das mesmas. Os comprimentos da barra de entrada, e da barra de saída serão estimados pela análise detalhada da FIG. 9 (diagrama de Lagrange) a seguir.

FIGURA 9. Diagrama de Lagrange.

Observação, os extensômetros devem ser posicionados em alguma posição em que a onda completa já tenha sido produzida na barra de entrada, ou seja após os 0,8 m, e que ela inteira já tenha ultrapassado os *extensômetros* quando a refletida começar a passar. Fica claro pela análise gráfica, que isso acontecerá se tivermos uma barra de entrada com medida igual ao dobro do comprimento da onda de tensão, que é de 0,8 m, ou seja, 1,6 m, portanto a dimensão final tanto da barra de entrada, quanto da barra de saída para uma barra de impacto de 0,4 m, será de 1,60 m para ambas as barras, barra de entrada, e barra de saída.

5.8 Dimensionamento da viga principal do dispositivo, e dos mancais de apoio das barras

A viga de perfil I de 6 m de comprimento, que sustenta todo o dispositivo barra de compressão, está hiperdimensionada, esta viga é capaz de sustentar muito mais carga, que a carga estática que será aplicada sobre ela, que constitui:

- 1 A massa dos perfis de alumínio quadrados de 0,1 m
- 2 Os oito mancais de alumínio
- 3 As barras de aço SAE 1045, barra de impacto, barra de entrada, barra de saída, que perfazem 15 kg
- 4 O tubo do dispositivo de impacto, e os apoios
- 5 O acumulador de pressão

Não é preciso calcular do ponto de vista estrutural, os apoios das barras, ou seja, os mancais de alumínio, pois servem apenas de apoio para uma massa irrisória das barras, e nenhuma carga lateral será aplicada contra eles. Será feito o cálculo para mostrar que não seria necessário avaliar a integridade da viga de perfil I, que sustenta todo o dispositivo.

O dispositivo terá pés parafusados na viga no número de cinco. Porém será considerada como uma viga isostática, apoiada apenas nas extremidades, e com toda a carga P aplicada no centro da viga de 6 m, o que seria a pior situação de carga possível nesta aplicação. conforme mostrado na FIG. 10.

FIGURA 10. Diagrama esquemático da viga I que sustenta o dispositivo SHPB.

O limite de escoamento do aço ASTM A36 é de 250 MPa, segundo catálogo do fabricante. A fórmula para flexão é a de Euler-Bernoulli

(TIMOSHENKO et al., 1970) Eq. (91).

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M}{I} y \quad (91)$$

Dados:

M = máximo momento fletor.

I = momento de inércia da viga I.

y = distância da linha elástica.

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{323 \times 10}{2} \times 3 = 4845 \text{ Nm}$$

$$I = 22,2 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$y = 0,081$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{4845}{22,2 \times 10^{-6}} \times 0,081 = 16,77 \text{ MPa} \lll \sigma_{esc} = 250 \text{ MPa}$$

Como pode ser visto, a admissão de uma configuração superdimensionada aplicada sobre a viga, a massa da viga aplicada integralmente como carga peso concentrada, somada com 100 kg de massa admitida como sendo a massa total do equipamento sobre a viga, o que constitui uma carga maior que a realmente aplicada, demonstra que é verdade.

6 DISCUSSÃO

Esta dissertação defende uma filosofia de projeto, já que o limite elástico das barras não pode de forma alguma ser ultrapassado, e sabendo-se que a mais alta taxa de deformação só poderá ser alcançada no limite quando a onda de tensão elástica estiver carregando nas barras uma tensão muito próxima da tensão de escoamento do material, tudo o que se tem que fazer é dimensionar o dispositivo de forma que o dispositivo de impacto consiga ser robusto o suficiente para com alguma segurança impulsionar a barra de impacto com a energia necessária para que esta onda de tensão limítrofe seja atingida.

Isso significa energia cinética suficiente, ou seja, a velocidade da barra de impacto suficiente. Uma vez garantida esta velocidade limite, o dispositivo está capacitado para atuar no limite superior, produzindo assim a mais alta taxa de deformação produzível para o material escolhido para a confecção das barras. A partir daí, qualquer faixa inferior pode ser alcançada usando esta dissertação como guia. Os capítulos aqui presentes permitem recalcular a pressão para cada taxa de deformação desejada na faixa do limite extremo, e daí para baixo, com isso obtendo a velocidade requerida da barra de impacto em qualquer hipótese. Com essa filosofia de dimensionamento, foi criada uma metodologia que obtém um dispositivo com maior flexibilidade, não restrito, como no caso de um dispositivo que fosse projetado pelo método das especificações particulares segundo GALLINA, 2003, mas um que opere na larga faixa entre o valor superior extremo da onda de tensão, e daí para baixo conforme cada teste exigir.

O CCTM pretende testar materiais para aplicações nucleares como ligas de zircônio e aços especiais. Todos estes materiais poderão ser testados neste protótipo com facilidade, com a ressalva que no caso das chapas de aplicação na indústria nuclear, como a tensão de escoamento dessas chapas estão levemente acima dos 215 MPa usados aqui nesta dissertação para dimensionar a velocidade da barra de impacto neste protótipo, no momento da realização do teste, ter-se-á que lançar mão desta dissertação, e calcular, e assim subsequentemente aplicar, a velocidade da barra de impacto que produza a taxa de deformação desejada, e

porque isso será possível? Porque o coeficiente de segurança “2” utilizado para redimensionar a tensão de escoamento a ser finalmente utilizada neste projeto de 215 MPa, como medida de proteção do limite elástico das barras, neste caso pode ser diminuído até o valor necessário para testar essas chapas, porque a tensão de escoamento dessas chapas não é muito maior que a tensão utilizada aqui.

7 CONCLUSÃO

Conforme o que foi colocado na discussão anterior, o objetivo da dissertação foi atingido. Isto é, projetar, e construir um dispositivo SHPB, ou barra de Kolsky, dispositivo este utilizado para testar materiais submetidos às altas taxas de deformação.

Quando se confronta os dados de dimensionamento obtidos com os dados disponíveis na literatura em geral vê-se que todas as dimensões obtidas estão dentro das faixas esperadas para um dispositivo SHPB aplicável.

Tem-se aqui um dispositivo construído com barras de aço SAE 1045, montadas sobre mancais de alumínio com esferas recirculantes, que por sua vez estão montados sobre perfis de alumínio quadrados, e por último estes montados sobre uma viga de perfil I de aço estrutural ASTM A36 apoiada em seis pés de aço projetados para este dispositivo em particular.

A gama de pressões obtidas mostrou-se coerente. Geralmente quando algo em engenharia mecânica está muito fora da realidade, resulta invariavelmente em resultados muito discrepantes, e completamente fora da realidade, por exemplo, se fossem obtidas pressões necessárias que não possibilitasse obter um acumulador real que fosse capaz de armazenar esta mesma pressão, imediatamente o projetista perceberia que algo nas hipóteses assumidas, ou nas escolhas das especificações do projeto estaria errado, fazendo com que houvesse uma revisão de parte, ou de todo o projeto.

As dimensões do dispositivo de impacto, assim como do reservatório acumulador de pressão também se mostraram adequadas.

Para ser feito futuramente, se o CCTM desejar testar materiais com a tensão de escoamento muito superior ao aço SAE 1045, como por exemplo, substituindo-o por um aço SAE 4340, as dimensões gerais do dispositivo poderão ser mantidas, apenas a pressão requerida no acumulador de pressão será maior, o que obrigará a um dimensionamento de um acumulador dedicado.

REFERÊNCIAS

- BENASSI, F. **Modulação de pulso para regularização da taxa de deformação em teste com barra de Hopkinson**. 2005. Dissertação Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos, São Paulo.
- BERTHOLF, L. D.; KARNES, C. H. Two Dimensional Analysis Of The Split Hopkinson Pressure Bar System **J. Mech. Phys. Solids**, v. 23, p 1-19, 1975.
- BRUNETTI, F. **Mecânica do Fluidos**. 2 Ed. Brasil, Pearson Education, 2008.
- CHEN, W. W.; SONG, B. **Split Hopkinson (Kolsky) bar. Design, Testing, and Applications**. Mechanical Engineering Series. New York, Springer, 2011.
- DAVIES, E. D. H. A critical study of the Hopkinson pressure bar. **Royal Soc. London**, A240, p. 375-457, 1948.
- FERREIRA, F. J. **Análise do Comportamento Dinâmico de Componentes Estruturais sob Solicitações Generalizadas**, Tese Doutorado, Universidade do Porto, Faculdade de Engenharia, FEUP 2003.
- GALLINA, F.; BIRCH, R. S.; ALVES, M. *Design of a Split Hopkinson Pressure Bar*. Proceed. COBEM 2003, 17th Inter. **Cong. of Mechanical Engineering**, Nov. 10-14, São Paulo, Brazil. p. 1-9, 2003.
- HALLYDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. **Fundamentals of Physics**. 4th Ed. New York, N.Y: John Wiley and sons.
- HOPKINSON, B. A method of measuring the pressure produced in the detonation of high explosives or by the impact of bullets, **Royal Soc. London**, A213, p. 37-456, 1914.
- KAISER, M. A. **Advancements in the Split Hopkinson Bar Test**. Master of Science in Mechanical Engineering, Virginia Polytechnic Institute, 1998.
- KOLSKY, H. An investigation of the mechanical properties of materials at very high rates of loading. **Proc. Phys. Soc, London**, B62, p. 676-700, 1949.
- KOLSKY, H. **Stress Waves in Solids**, New York, Dover, 1963.
- KRAFFT, J. M., SULLIVAN, A. M., TIPPER, C. F. The effect of static and dynamic loading and temperature on the yield stress of iron and mild steel in compression. **Proc. Royal Soc. London**, A221, p. 114-127, 1954.
- LANG, S. M. **Design of a Split Hopkinson Pressure Bar Apparatus for use with Fiber Reinforced Composite Materials**. 2012. Master Dissertation - Utah State University, Utah, USA.
- LINDHOLM, U. S. Some experiments with the split Hopkinson pressure bar. **J. Mech. Phys. Solids**, v. 12, p. 317-335, 1964.
- SUBHASH, G. Split Hopkinson Pressure Bar Testing on Ceramics. **ASM HANDBOOKS: Mechanical Testing and Evaluation**, Oklahoma USA, 2003. Disponível em <http://products.asminternational.org/hbk/index.jsp>. Acesso em 20 Jun. de 2015.

TIMOSHENKO, S. P.; GOODIER, J. N. ***Theory of Elasticity***, New York, McGraw-Hill International Editions, 1970.

ULLMAN, D. G. Less fudging with fudge factors. **Machine Design**, Oct. 9, (1986). Disponível em http://www.maelabs.ucsd.edu/mae3/Assignments/Energy_Analysis/factor_of_safety/FactorOfSafetyGuidelines-Ullman.pdf. Acessado em 01/09/2014.

YANG, L. M.; SHIM, V. P. W. Analysis of stress uniformity in split Hopkinson bar test specimens. **International Journal of Impact Engineering**, v 31, p 129-150, 2005.

ANEXOS

ANEXO A - LISTA DE MATERIAIS DA SHPB-IPEN-CAPIES

ANEXO B - DESENHOS DO DISPOSITIVO SHPB

ANEXO C - TABELA DE PROPRIEDADES DO TEFLON®

ANEXO D - CATÁLOGO DO ACUMULADOR DE PRESSÃO FESTO

ANEXO A - LISTA DE MATERIAIS DA SHPB IPEN-CAPEIS

QUANTIDADE	MATERIAL-DENOMINAÇÃO
1	VIGA I DE AÇO ASTM A36 W 150 6000 mm x 162 mm x 154 mm
1	BARRA DE AÇO SAE 1045 DIÂMETRO 25 h9 mm DE L = 6000 mm
1	ACUMULADOR DE PRESSÃO FESTO CRVZS-2 16 bar ANEXO D
8	MANCAIS DE UHMW SEGUNDO DESENHO ANEXO
5	PERFIS DE ALUMÍNIO DE 100 mm X 100 mm de 1,20 m
5	PÉS FABRICADOS EM AÇO SEGUNDO DESENHOS ANEXOS
2	PRESILHAS DE AÇO DE 100 mm x 150 mm
1	TUBO DE CONDUÇÃO DE 600 mm de COMPRIMENTO
1	VALVULA PNEUMÁTICA FESTO

ANEXO B - DESENHOS DO DISPOSITIVO SHPB IPEN-CAPIES

PEÇA 5
ESPESSURA 10 mm

PEÇA 4
ESPESSURA 4 mm

FURO SEGUNDO DIÂMETRO DO
PARAFUSO DO VIBRA-STOP

MANCAL FABRICADO EM UHMW
AJUSTE DO FURO 25 E10
medidas em(mm)

BARRAS DO DISPOSITIVO EM AÇO SAE 1045 DIÂMETRO 25 mm

25 h 9 mm

400

1600

1600

BARRA DE IMPACTO

BARRA DE ENTRADA

BARRA DE SAÍDA

ANEXO C - TABELA DE PROPRIEDADES DO TEFLON^R

Propriedade	Unidade	Método de ensaio	Valor
Densidade	g/cm ³	DIN 53479	2,15 a 2,18
Resistência à Ruptura	kp/cm ²	DIN 53479	200 a 400
Módulo de tração E	kp/cm ²	DIN 53457	7500
Módulo de cisalhamento	kp/cm ²	DIN 53457	2700
Resistência à compressão		DIN 53454 E	
Limite de fluidez de 1%	kp/cm ²		100
Limite de fluidez de 10%	kp/cm ²		185
Tensão limite de flexão	kp/cm ²	DIN 53452	180 a 200
Módulo de resistência à torção	kp/cm ²	DIN 53447	1600
Resistência à flexão	kp/cm ²	ASTM D 790 (1000 psi)	sem ruptura
Resistência ao impacto	kp/cm ²	DIN 53453	sem ruptura
Resistência ao impacto com entaladura	kp cm/cm ²	DIN 53453	16
Resistência ao impacto com entaladura (120 d)	ft.-lb.per inch of notch	ASTM D 256	57°C 2,0 23°C 3,0 77°C 6,0
Resistência à tração brusca	kp cm/cm ²	DIN 53448	20°C 650 23°C 680
Módulo de plasto-deformação por flexão E _{bc}	kp/cm ² (1 min.)		20°C 7000 23°C 6700 60°C 3400 100°C 2900
Índice de flexão	Câmbios de carga	DIN 53374	10 ⁶
	kp/cm ²	DIN 53456 (valor 30 Seg.)	270 a 320
Dureza Vickers	kp/cm ²	DIN 50133	20°C 385 23°C 355
Dureza Shore		DIN 53505	D 55 a 59
Dureza Rockwell (J)			C 85 a 87 80 a 95
Dureza Knoop			2,8
Ângulo de contato com a água			126
Coeficiente de atrito			
PTFE seco			
Estático			0,09
Dinâmico			0,09
PTFE/PTFE em óleo			0,04 a 0,07
PTFE/aço em óleo			0,02 a 0,06
Abrasão	mm ³	DIN 53516	470
Desgaste em Peso G _s	mg/100 rev.	projeto norma FNK/FNM 1965 (tabela de abrasão)	85
Desgaste volumétrico V _s	mm ³ /100 rev.	projeto norma FNK/FNM 1965 (tabela de abrasão)	40

Dados fornecidos pela HOESCHT

De excepcionais propriedades químicas, mecânicas, térmicas e dielétricas, o PTFE é um polímero obtido da combinação do Flúor e do Carbono (C₂F₄)_n, assegurando enorme faixa de

POLIFLUOR-FONE 2782-2022

ANEXO D – CATÁLOGO DO ACUMULADOR DE PRESSÃO DA FESTO

Air reservoirs CRVZS

Technical data

FESTO

Function

CRVZS-0.1/0.4/0.75/2

CRVZS-5/10/20

with condensate drain

Temperature range
-10 ... +100 °C

Operating pressure
-0.95 ... 16 bar

- The reservoirs can be used to compensate pressure fluctuations, and act as accumulators in the event of sudden air consumption
- They can also be used to provide large quantities of compressed air for supplying fast pulsing drives
- Time delays for pressure build-up can be achieved in combination with flow control valves

Technical data							
Type	CRVZS-0.1	CRVZS-0.4	CRVZS-0.75	CRVZS-2	CRVZS-5	CRVZS-10	CRVZS-20
Pneumatic connection	G1/8	G1/4		G1/2	G1		
Condensate drain connection	–				G3/8		
Type of mounting	Retaining clips			Via through-holes			
Installation position	Any			Condensate drain downwards			
Volume [l]	0.1	0.4	0.75	2	5	10	20
Weight [g]	226	543	736	1,681	3,581	6,459	10,208

† Note: This product conforms to ISO 1179-1 and to ISO 228-1

Operating and environmental conditions							
Type	CRVZS-0.1	CRVZS-0.4	CRVZS-0.75	CRVZS-2	CRVZS-5	CRVZS-10	CRVZS-20
Operating pressure	[bar]	-0.95 ... +16					
Operating medium		Compressed air					
		Nitrogen					
Ambient temperature	[°C]	-10 ... +100 (observe operating range of tubing and pipe)					
Temperature of medium	[°C]	-10 ... +100 (observe operating range of tubing and pipe)					
Corrosion resistance class	CRC ¹⁾	3					
Conforms to	AD 2000						
CE symbol (see declaration of conformity)	–				In accordance with EU Pressure Equipment Directive		
Food industry approval	DIN EN ISO 14159						
Approval	German Technical Control Board (TÜV)						

1) Corrosion resistance class 3 according to Festo standard 940 070

Components requiring higher corrosion resistance. External visible parts in direct contact with industrial atmospheres or media such as solvents and cleaning agents, with a predominantly functional requirement for the surface

Materials							
Type	CRVZS-0.1	CRVZS-0.4	CRVZS-0.75	CRVZS-2	CRVZS-5	CRVZS-10	CRVZS-20
Air reservoir	High-alloy stainless steel						
Retaining clips	High-alloy stainless steel			—			
Note on materials	Free of copper and PTFE						
	Conforms to RoHS						

Air reservoirs CRVZS

Technical data

FESTO

Dimensions

Download CAD data → www.festo.com

CRVZS-0.1/CRVZS-0.4/CRVZS-0.75

Type	B ±2	B1	B2 ±2	D Ø	D1	D2 Ø	D3 Ø	H ±1	H1 ±1
CRVZS-0.1	51	14	–	40	G $\frac{1}{8}$	15	42	43	28
CRVZS-0.4	54	14	–	52	G $\frac{1}{4}$	19	54	50	34
CRVZS-0.75	60	20	79	70	G $\frac{1}{4}$	19	72	61	34

Type	L ±1	L1		L2	L3	≈	Max. tightening torque for connecting thread [Nm]
		min.	max.				
CRVZS-0.1	132	13	50	10	6	19	15
CRVZS-0.4	240	13	150	14	9	27	23
CRVZS-0.75	248	13	140	14	9	27	23

– Note: This product conforms to ISO 1179-1 and to ISO 228-1

Dimensions

Download CAD data → www.festo.com

CRVZS-2

– Note: This product conforms to ISO 1179-1 and to ISO 228-1

Air reservoirs CRVZS

Technical data

FESTO

Dimensions

Download CAD data → www.festo.com

CRVZS-5

Note: This product conforms to ISO 1179-1 and to ISO 228-1

Dimensions

Download CAD data → www.festo.com

CRVZS-10/CRVZS-20

Type	D1 ±2	H1 ±1.5	L1 ±3	Max. tightening torque	
				Connecting thread [Nm]	Condensate drain [Nm]
CRVZS-10	160	115	558	130	27
CRVZS-20	194	136	740	130	27

Note: This product conforms to ISO 1179-1 and to ISO 228-1

Ordering data

Volume [l]	Part No.	Type	Volume [l]	Part No.	Type
0.1	160233	CRVZS-0.1	5	192159	CRVZS-5
0.4	160234	CRVZS-0.4	10	160237	CRVZS-10
0.75	160235	CRVZS-0.75	20	534845	CRVZS-20
2	160236	CRVZS-2			

Air reservoirs VZS

Technical data

FESTO

Function
with condensate drain

Temperature range
-10 ... +100 °C

Operating pressure
-0.95 ... 16 bar

- The reservoirs can be used to compensate pressure fluctuations, and act as accumulators in the event of sudden air consumption
- They can also be used to provide large quantities of compressed air for supplying fast pulsing drives
- Time delays for pressure build-up can be achieved in combination with flow control valves

Technical data	
Type	VZS-20-B
Pneumatic connection	G1
Condensate drain connection	G3/8
Type of mounting	Via through-holes
Installation position	Condensate drain downwards
Volume [l]	20
Weight [g]	8,600

† Note: This product conforms to ISO 1179-1 and to ISO 228-1

Operating and environmental conditions	
Type	VZS-20-B
Operating pressure [bar]	-0.95 ... +16
Operating medium	Compressed air Nitrogen
Ambient temperature [°C]	-10 ... +100 (observe operating range of tubing and pipe)
Temperature of medium [°C]	-10 ... +100 (observe operating range of tubing and pipe)
Corrosion resistance class CRC ¹⁾	4
Conforms to	EN 286-1
CE symbol (see declaration of conformity)	In accordance with EU Simple Pressure Vessel Directive
Approval	German Technical Control Board (TUV)

1) Corrosion resistance class 4 according to Festo standard 940 070
Components requiring higher corrosion resistance. Parts used with aggressive media, e.g. food or chemical industry. These applications should be supported with special tests with the media if required

Materials	
Air reservoir	Painted steel
Note on materials	Free of copper and PTFE

Air reservoirs VZS

Technical data

FESTO

Dimensions

Download CAD data → www.festo.com

Type	B ±2	B1 ±2	D ±4 Ø	D1	D2 Ø	D3	D4 Ø	D5 Ø	H ±1.5	H1
VZS-20-B	150	100	206	G1	45	G3/8	28	9	146.5	4

Type	H2 min.	H3	L	L1 ±1.5	L2	L3	Max. tightening torque	
							Connecting thread [Nm]	Condensate drain [Nm]
VZS-20-B	2	12	696 ±6	300	18	25	130	27

Note: This product conforms to ISO 1179-1 and to ISO 228-1

Ordering data

Volume [l]	Part No.	Type
20	192161	VZS-20-B