

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Verificação de Proposta de Assento Aeronáutico Amortecedor de Impacto

por

Henrique Böckmann Alves

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2013

Verificação de Proposta de Assento Aeronáutico Amortecedor de Impacto

por

Henrique Böckmann Alves

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dra. Thamy Cristina Hayashi
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Rogério José Marczak

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Jun Sérgio Ono Fonseca

Prof. Dr. Ignacio Iturrioz

Prof. Dr. Jakson Manfredini Vassoler

Porto Alegre, 25 de novembro de 2013.

ABERTURA

-AGRADECIMENTOS

Após terminado o curso de Engenharia Mecânica, devo agradecer quem não só apoiou e incentivou o rumo desse caminho mas também o tornou possível: minha família. Desde pequeno, me ensinaram valores importantes que foram fundamentais para transpor todos os obstáculos que surgiram. Também me ofereceram valiosas oportunidades durante minha formação, fornecendo excelentes condições de estudo em boas escolas. Além disso, foram pacientes e compreensivos durante os 5 anos do curso de graduação. Dessa maneira, essa conquista também é deles.

ALVES, H.B. **Verificação de Proposta de Assento Aeronáutico Amortecedor de Impacto**. 2013. 15 páginas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

RESUMO

Para atender normas aeronáuticas atualizadas e, principalmente, preservar a vida, mecanismos que agem protegendo o ocupante durante um impacto podem ser instalados na aeronave. Um exemplo de dispositivo desse tipo é o assento dissipador de energia. Neste trabalho é feita a análise cinemática e dinâmica de seu funcionamento. Utilizando as equações desenvolvidas, uma estrutura para um assento desse tipo é proposta e simulada numericamente. Para isso, as acelerações e massas são retiradas da norma FAR 23.562, caso b-1. Percebe-se uma proximidade entre os resultados obtidos com os previstos pelas equações. As curvas de aceleração e velocidade do ocupante e da aeronave apresentam o comportamento esperado, enquanto que a força compressiva na coluna do ocupante é estimada em $5668 N$, representando uma redução de 8,7 % em relação a um resultado encontrada na literatura para um assento sem o mecanismo dissipador exposto às mesmas condições de contorno. Por fim, é percebida uma grande influência da folga entre o ocupante e a estrutura do assento sobre a força limite do mecanismo, indicando que esse é o parâmetro que deve ser minimizado a fim de otimizar o sistema.

PALAVRAS-CHAVE: assento, aeronáutico, amortecedor, impacto

ALVES, H. B. **Verification of Proposal of Crashworthy Aircraft Seat**. 2013. 15 pages. Monography (Final paper in Mechanical Engineering) – Mechanical Engineering Department, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

ABSTRACT

To meet updated aeronautical standards and, mainly, to preserve life, crashworthy mechanisms may be installed in the aircraft. An example of that is the energy absorbing seat. In this paper is made a cinematic and dynamic analysis of its operation. Using the developed equations, a structure for this type of seat is proposed and numerically simulated. The accelerations and masses are specified by FAR 23.562, case b-1. A small difference is noticed between the results from simulation and the obtained from the equations. The acceleration and velocity curves of the occupant and aircraft presented the expected behavior, while the compressive force in the spine of the occupant is estimated in $5668 N$, representing a reduction of 8.7 % relative to a result found in literature for a non-crashworthy seat exposed to the same boundary conditions. Finally, is perceived a strong influence of the clearance between the occupant and the assembly over the limit force of the mechanism, indicating that this is the parameter that must be minimized to optimize the system.

KEYWORDS: seat, aeronautical, impact, crashworthy

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
3	FUNDAMENTOS	2
3.1	Conceitos Básicos.....	2
3.2	Mecanismos de Dissipação de Energia.....	2
3.3	Curso e Força Limite para o Mecanismo de Dissipação.....	3
4	PROPOSTA DE ESTRUTURA PARA ASSENTO DISSIPADOR.....	5
5	PARÂMETROS DE CÁLCULO	6
6	CÁLCULO DA FORÇA LIMITE	9
7	VERIFICAÇÃO DO ASSENTO AO ESCOAMENTO	10
8	SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	11
8.1	Validação do modelo.....	12
8.2	Resultados	12
8.3	Discussão dos resultados	13
9	CONCLUSÃO	14
10	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	15
	ANEXO 1 – COMPORTAMENTO DA ESPUMA.....	16
	ANEXO 2 - ANTROPOMETRIA.....	17
	ANEXO 3 – FAR 23.562.....	18
	APÊNDICE 1 – RESULTADO DA SIMULAÇÃO PARA CÁLCULO DA RIGIDEZ	20
	APÊNDICE 2 –RESULTADO DA SIMULAÇÃO DE VERIFICAÇÃO DA ESTRUTURA ...	21

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidade
a_{lim}	Aceleração limite do ocupante determinada pelo mecanismo	m/s^2
a_{max}	Aceleração máxima sofrida pelo assoalho da aeronave	m/s^2
t'	Momento em que o mecanismo dissipador começa a atuar	s
t''	Momento em que o ocupante atinge a imobilidade	s
t_m	Momento em que o assoalho atinge a_{max}	s
D_{as}	Distância percorrida pelo assoalho durante sua desaceleração	m
$a_{as}(t)$	Função que representa a curva de aceleração do assoalho em função do tempo	m/s^2
D_{oc}	Distância percorrida pelo ocupante durante sua desaceleração	m
C	Curso disponível para o mecanismo	m
$a_{oc}(t)$	Função que representa a curva de aceleração do ocupante em função do tempo	m/s^2
Δv	Varição de velocidade após ocorrida a desaceleração	m/s
D_{def}	Deflexão elástica da estrutura sob a carga causada pela a_{lim}	m
f	Somatório das folgas presentes na montagem	m
F_{lim}	Força que a estrutura realiza sobre o ocupante sob a_{lim}	N
K_f	Rigidez relativa a espuma da forração do assento	N/m
K_e	Rigidez relativa a estrutura do assento	N/m
K	Rigidez equivalente utilizada no sistema de equações	N/m
m_{oc}	Massa do ocupante que é sustentada pelo assento durante sua desaceleração	kg
m_e	Massa da estrutura móvel do assento	kg
F_1	Força realizada pelo cinto de segurança nos pontos de ancoragem superiores (ombros)	N
F_2	Força realizada pelo cinto de segurança nos pontos de ancoragem inferiores (sub-abdominal)	N
F_3	Força realizada pelo assento no ocupante	N
F_a	Força inercial do ocupante	N
a_{lim}'	Componente da aceleração limite do ocupante determinada pelo mecanismo na direção dos trilhos	m/s^2
$\Delta v'$	Varição de velocidade na direção dos trilhos	m/s
F_{lim}'	Componente da força que a estrutura deve realizar sobre o ocupante na direção dos trilhos. Equivale a força limite do mecanismo de dissipação.	N
$a_{as}'(t)$	Função que representa a curva de aceleração do assoalho na direção dos trilhos do mecanismo em função do tempo	m/s^2
$a_{oc}'(t)$	Função que representa a curva de aceleração do ocupante na direção dos trilhos do mecanismo em função do tempo	m/s^2

1 INTRODUÇÃO

Durante a década de 1960 e início de 1970 foi feito o desenvolvimento conceitual dos assentos amortecedores de impacto (Desjardins, 2006). Mais tarde, em 1983, os primeiros requisitos dinâmicos da norma a respeito de assentos aeronáuticos começaram a ser desenvolvidos. Porém, até 1988, os projetos de assentos aeronáuticos eram baseados, de forma geral, apenas em fatores de carga estáticos e não havia preocupação com os esforços sofridos pelo ocupante (Bhonge, 2008).

Aeronaves modernas são projetadas de acordo com normas atualizadas que possuem requisitos dinâmicos a serem atendidos. Esses requisitos podem ser observados, por exemplo, na norma FAR, seção 562, cujo foco são as condições dinâmicas de um pouso de emergência. Nela é determinada, entre outros fatores, a aceleração presenciada pelo assoalho da aeronave e a força compressiva máxima a qual a coluna do ocupante pode ser submetida.

A fim de atender esses requisitos, é possível incluir à aeronave mecanismos de absorção de impacto. Um exemplo disso são os assentos deformáveis. Durante um esforço maior causado por uma colisão, por exemplo, estes permitem a mudança de forma da estrutura, dissipando energia durante o movimento. O funcionamento do mecanismo de dissipação pode se basear no escoamento do material, atrito ou até algum efeito hidráulico, como por exemplo amortecedores telescópicos convencionais.

O efeito cinemático causado consiste em maximizar a duração da aceleração e minimizar sua magnitude, diminuindo, assim, o esforço máximo sofrido pelo passageiro. Isso diminui sensivelmente a chance de morte ou lesão, principalmente na coluna.

O dimensionamento de um mecanismo desse tipo é feito através da força limite para seu acionamento. Com as equações desenvolvidas aqui é possível determiná-la a partir de dados da estrutura do assento, montagem e perfil de aceleração do assoalho.

Com o mecanismo proposto, uma simulação dinâmica estima a força compressiva na coluna do ocupante. Após, é feita uma comparação com um valor disponível na literatura para um assento sem mecanismo de dissipação de energia.

Dessa maneira, o objetivo desse trabalho consiste em verificar a redução na força compressiva máxima da coluna do ocupante durante a situação exposta no caso b-1 da FAR 23.562 para um assento amortecedor de impacto aqui proposto. Para tanto, são desenvolvidas equações para o dimensionamento do assento e uma simulação numérica é implementada.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Desjardins, 2006, realizou uma revisão bibliográfica sobre o tema. Nela é citada uma equação desenvolvida para determinar o curso necessário para o mecanismo em função da aceleração máxima desejada para o ocupante. Para esse caso, a massa é considerada concentrada e rigidamente ligada ao assoalho da aeronave, sem folgas ou flexibilidade. De forma sucinta, é feita uma comparação com outra equação onde é suposto um caso mais crítico, onde as folgas e a flexibilidade da estrutura do assento são suficientes para que o ocupante comece a ser desacelerado apenas depois da aeronave já estar imóvel. Aplicando valores arbitrários de aceleração e tempo nas equações, é demonstrada uma diferença de 108% no valor do curso necessário, salientando a influência das folgas e elasticidade nesse cálculo. Além disso, seu trabalho também explica conceitualmente diferentes tipos de mecanismos de dissipadores de energia.

Bhonge, 2008, desenvolveu uma metodologia para certificação de assentos aeronáuticos nos requisitos dinâmicos. Entre vários tópicos, são citadas as exigências da seção 562 da FAR e é descrito o comportamento da espuma do assento submetida à um carregamento rápido.

Šplíchal, 2011, realizou uma simulação dinâmica de um assento aeronáutico sem mecanismo de dissipação seguindo especificações expostas pela FAR 23.562, caso b-1. O valor coletado nesta simulação é a força compressiva na coluna espinhal do ocupante, que, no caso, se enquadra no exigido pela norma.

3 FUNDAMENTOS

3.1 Conceitos Básicos

O assoalho da aeronave em um pouso de emergência apresenta magnitudes de acelerações elevadas durante um curto período de tempo. Para o ocupante, essas acelerações podem ser amenizadas aumentando o seu intervalo de duração, já que ocupante e aeronave devem apresentar a mesma variação de velocidade.

Uma maneira de fazer isso é permitir um maior deslocamento do ocupante durante sua desaceleração, pois ao fornecer mais espaço para a redução de velocidade a aceleração pode ser menor (Hibbeler, 2005). Na prática esse efeito pode ser atingido através da mudança de forma do assento durante o evento, permitindo que o ocupante se desloque em relação ao assoalho da aeronave. Esse movimento é chamado de “curso do mecanismo”.

Um dos pontos críticos para lesões do ocupante é a coluna vertebral. Sabe-se que acelerações consideráveis paralelas a ela podem causar esforços compressivos elevados, aos quais ela é sensível. Isso não ocorre com acelerações perpendiculares à espinha. Dessa maneira, o movimento do assento pode proteger o ocupante não só pela amenização da aceleração, mas também, dependendo do projeto, pela mudança da orientação da coluna do indivíduo (Desjardins, 2006).

3.2 Mecanismos de Dissipação de Energia

Segundo Astori *et al*, 2003, os mecanismos de dissipação de energia resistem, em geral, a uma força limite constante durante sua atuação. No trabalho de Desjardins, 2006, diversos conceitos de mecanismos de dissipação de energia são rapidamente explicados. Alguns deles são expostos na Figura 3.1, sendo, em seguida, descritos:

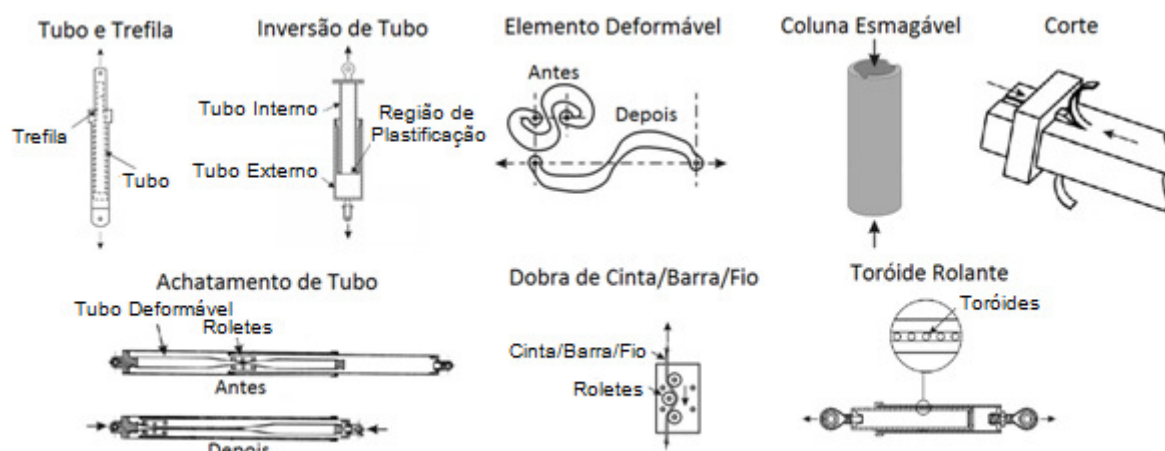


Figura 3.1 - Conceitos de Mecanismos de Dissipação de Energia (Desjardins, 2006)

Tubo e Trefila (Tube and Die): tubo serve de trilho para trefila que, para se mover, muda a forma do tubo diminuindo seu diâmetro

Inversão de tubo (Inversion Tube): tubo mais fino de material dúctil tem extremidade flangeda. Através do flange se conecta à tubo mais grosso. Ao comprimir a montagem, tubo mais fino é auto-encamisado, dissipando energia.

Elemento deformável (Deformable Link): elemento da estrutura deforma sob determinada carga.

Coluna esmagável (Crushable Column): elemento é comprimido e dissipa energia ao ser esmagado.

Dobra de Cinta/Barra/Fio (Strap/Rod/Wire Bender): elemento dúctil é conduzido entre rolos que o dobras, oferecendo resistência.

Corte (Cutting/Slitting): ferramenta corre sobre trilho e corta material para se mover, podendo, inclusive, ser do próprio trilho.

Achatamento de Tubo (Flattening a Tube): rolos posicionados sobre tubo o achatam ao se moverem. Conceito parecido com “Tubo e Trefila”.

Toróide rolante (Rolling Torus): um tubo mais fino é forçado para dentro de outro mais grosso. Entre a superfície externa do tubo mais fino e a superfície interna do tubo mais grosso há anéis (toróides) que impedem o movimento através de interferência.

3.3 Curso e Força Limite para o Mecanismo de Dissipação

Para o cálculo da força limite do mecanismo é necessário estimar a curva de aceleração sofrida pelo assoalho da aeronave e pelo ocupante. A primeira pode ser determinada por a_{max} e t_m , valores encontrados na seção 562 da FAR, na parte respectiva à aeronave em questão. A segunda deve ser estimada de acordo com o comportamento esperado da estrutura.

A sobreposição das curvas de aceleração esperadas para o ocupante e para o assoalho pode ser vista na Figura 3.2. A diferença entre elas até t' se deve à elasticidade da estrutura do assento ou a folgas presentes na montagem, logo não é necessariamente linear. Em t' a força limite do mecanismo é atingida, fazendo-o ceder e estabilizar a aceleração do ocupante em a_{lim} . Em $2t_m$ a aeronave atinge a imobilidade ao sofrer uma variação de velocidade Δv , enquanto que o ocupante o faz em t'' .

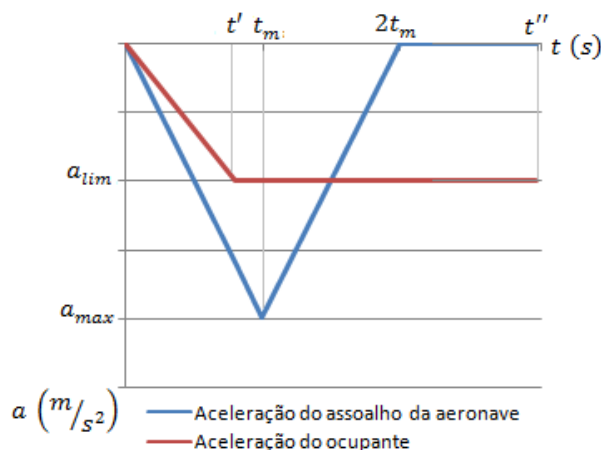


Figura 3.2 - Aceleração do ocupante e do assoalho da aeronave

Para definição completa desse gráfico precisamos determinar as variáveis a_{lim} , t' e t'' , onde a primeira é a crucial para o dimensionamento do mecanismo.

Com a curva de aceleração do assoalho definida (ver Figura 3.2), é possível determinar o deslocamento realizado por ele durante a desaceleração através da equação 3.1:

$$\int \int_0^{2t_m} a_{as}(t) dt = D_{as} \quad (3.1)$$

Conforme já citado, afim de amenizar as acelerações, o mecanismo permite um deslocamento maior para a desaceleração do ocupante. Dessa forma, a distância percorrida pelo ocupante durante sua desaceleração, D_{oc} , é calculado conforme a equação 3.2, onde C é o curso disponível para o mecanismo:

$$D_{oc} = D_{as} + C \quad (3.2)$$

Podemos igualar D_{oc} à integral dupla da aceleração do ocupante, conforme equação 3.3:

$$\int \int_0^{t''} a_{oc}(t) dt = D_{oc} \quad (3.3)$$

Ao combinar as equações 3.1, 3.2 e 3.3, temos a equação 3.4:

$$\iint_0^{t''} a_{oc}(t) dt - \iint_0^{2t^m} a_{as}(t) dt = C \quad (3.4)$$

Sabe-se que a variação de velocidade, Δv , tanto para o ocupante quanto para o assoalho é a mesma. Visto que o perfil de aceleração do assoalho está definido, Δv é facilmente determinado, dando origem a equação 3.5:

$$\Delta v = \int_0^{2t^m} a_{as}(t) dt = \int_0^{t''} a_{oc}(t) dt \quad (3.5)$$

Além disso, a diferença de deslocamento entre ocupante e assoalho até t' vem da elasticidade da estrutura do assento e das folgas presentes. Matematicamente, é a deflexão D_{def} que a estrutura apresenta quando submetida à força limite adicionada ao somatório das folgas presentes, f . Dessa forma, temos a equação 3.6:

$$\iint_0^{t'} a_{oc}(t) dt - \iint_0^{t'} a_{as} dt = D_{def} + f \quad (3.6)$$

Se o projeto do assento não prever escoamento na estrutura para a força limite, podemos adotar a hipótese de que a deflexão do assento D_{def} é diretamente proporcional a carga aplicada, já que a estrutura se mantém no regime elástico. Assim, temos a equação 3.7, que relaciona a deflexão da estrutura com a força limite F_{lim} através da rigidez K :

$$D_{def} = \frac{F_{lim}}{K} \quad (3.7)$$

A utilização dessa equação exigirá duas hipóteses que, embora simplistas, são válidas para esta aproximação inicial:

Hipótese 1 - conjunto ocupante e parte móvel da estrutura considerado um corpo rígido após eliminação das folgas;

Hipótese 2 - K equivale a rigidez da estrutura do assento após estabilizada a compressão da forração do assento.

Com essas hipóteses, a determinação de K pode ser feita em uma simulação estática da estrutura sob um carregamento arbitrário. Além disso, o valor F_{lim} pode ser substituído, segundo a 2ª lei de Newton, pelo produto entre a massa suspensa pelo mecanismo de dissipação e a aceleração limite sofrida por ela, que é uma das variáveis a ser encontrada:

$$F_{lim} = (m_e + m_{oc}) \times a_{lim} \quad (3.8)$$

Das equações 3.7 e 3.8, temos a equação 3.9:

$$D_{def} = \frac{(m_e + m_{oc}) \times a_{lim}}{K} \quad (3.9)$$

Com as equações 3.6 e 3.9 temos a equação 3.10:

$$\iint_0^{t'} a_{oc}(t) dt - \iint_0^{t'} a_{as}(t) dt = \frac{(m_e + m_{oc}) \times a_{lim}}{K} + f \quad (3.10)$$

Dessa forma, unindo as equações 3.4, 3.5 e 3.10 temos o seguinte sistema de equações:

$$\left\{ \begin{array}{l} \iint_0^{t''} a_{oc}(t) dt - \iint_0^{2t_m} a_{as}(t) dt = C \\ \Delta v = \int_0^{t''} a_{oc}(t) dt \\ \iint_0^{t'} a_{oc}(t) dt - \iint_0^{t'} a_{as}(t) dt = \frac{(m_e + m_{oc}) \times a_{lim}}{K} + f \end{array} \right.$$

Através de sua resolução, as três variáveis mencionadas no início dessa seção são determinadas. Utilizando o valor de a_{lim} na equação 3.8 temos o valor da força limite para o mecanismo.

4 PROPOSTA DE ESTRUTURA PARA ASSENTO DISSIPADOR

A estrutura proposta para o assento (ver Figura 4.1) é composta basicamente por duas sub-montagens:

- estrutura base: fixa à aeronave, consiste basicamente de dois trilhos paralelos a 15° com a vertical.
- estrutura móvel: possui o assento e é acoplada sobre os trilhos da estrutura base. Possui quatro pontos para fixação do cinto.

A estrutura móvel é conectada a estrutura base por um mecanismo de dissipação de energia localizado atrás do encosto. O detalhamento deste elemento foge do escopo deste trabalho, já que estão disponíveis no mercado diversos modelos do mesmo, fornecendo uma curva de força e um curso máximo dependente das especificações da peça. Para este caso é especificado um elemento dissipador que forneça uma força constante durante seu curso.

De acordo com Huet, 2004, o ângulo do encosto deve estar entre 5° e 25° com a vertical enquanto que o assento deve estar entre 5° e 15° com a horizontal. Nessa montagem o ângulo do encosto é 15° com a vertical e do assento é 15° com a horizontal.

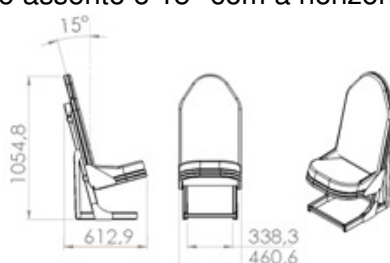


Figura 4.1 - Assento amortecedor de impacto e dimensões gerais

O material a ser utilizado para o quadro da estrutura é tubo de alumínio 6061-T6, que apresenta tensão de escoamento longitudinal de $241 MPa$ e módulo de elasticidade de $68 GPa$. As chapas são constituídas de alumínio 2024-T3, com tensão de escoamento mínimo de $289 MPa$ (direção transversal) e módulo de elasticidade de $72 GPa$. Para ambas as ligas, o coeficiente de Poisson vale 0,33. Esses valores são retirados da norma MMPDS-01, das seções 3.6 e 3.2, respectivamente. Especificado o material, a montagem completa possui $12,1 kg$.

A Figura 4.2 mostra a estrutura em suas duas posições extremas, antes e depois da atuação do mecanismo de dissipação:

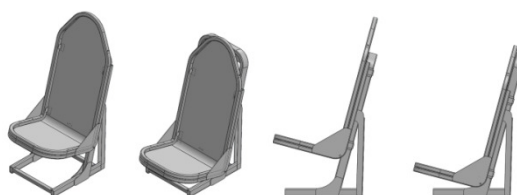


Figura 4.2 - Estrutura em suas duas posições extremas

5 PARÂMETROS DE CÁLCULO

Para resolver o sistema de equações desenvolvido na seção 3.3 e calcular a força limite para o elemento dissipador precisamos primeiramente determinar alguns valores relativos à estrutura e às condições as quais ela estará submetida. Eles são:

- perfil de aceleração do assoalho da aeronave;
 - curso disponível para o mecanismo;
 - massa da parte móvel do mecanismo;
 - massa do ocupante suspensa pelo assento;
 - rigidez equivalente da estrutura.
- Perfil de aceleração do assoalho da aeronave

Conforme já citado, as condições de contorno para o dimensionamento da estrutura desse assento serão retiradas da parte 23 da FAR, seção 562 (FAA, FAR 23.562, rgl.faa.gov, acessado em 15/09/2013). Na condição de teste b-1 exposta por ela, situação onde o mecanismo proposto é mais atuante, a aeronave se encontra com um ângulo de “pitch” de 60° e a desaceleração, que é horizontal, é especificada pelos seguintes valores:

$$\Delta v \geq 31 \text{ pés/s} \quad [9,45 \text{ m/s}] \quad (5.1)$$

$$a_{max} \geq 19 \text{ g's} \quad [186,2 \text{ m/s}^2] \quad (5.2)$$

$$t_m \leq 0,05 \text{ s} \quad (5.3)$$

Esses valores se aplicam para primeira fila de assentos, que é o caso mais crítico. A situação descrita para o caso b-1 é esquematizada na Figura 5.1:

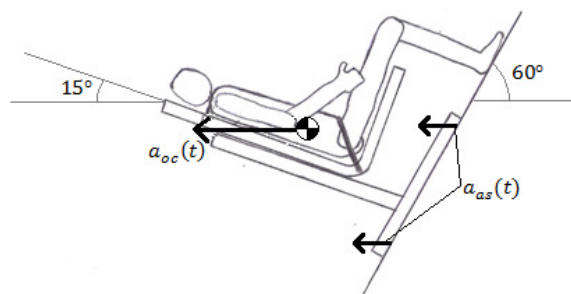


Figura 5.1 - Esquematização da condição exposta na FAR 23.562 (b-1)

Dessa forma temos os valores de a_{max} e t_m , que, juntos, definem a curva de aceleração do assoalho esquematizada na Figura 3.2. Antes de prosseguir, é necessário conferir se esta curva de aceleração satisfaz a equação 5.1. O Δv pode ser calculado como a área sob esta curva, logo:

$$\Delta v = \left(\frac{19 \times 9,8 \times 0,05}{2} \times 2 \right) \sim 9,45 \text{ m/s} \quad (5.4)$$

- Curso disponível

O curso a ser utilizado pelo mecanismo depende da geometria do assento. A geometria proposta (ver seção 4) disponibiliza um curso de 174 mm. Assim:

$$C = 0,174 \text{ m}$$

- Massa da estrutura móvel

Assim como o curso disponível para o assento, esse valor depende da geometria da estrutura. Com o material definido, é possível calcular a massa da estrutura móvel com a ajuda do software CAD utilizado:

$$m_e = 6,4 \text{ kg}$$

- Massa suspensa do ocupante

Para o cálculo da força limite, a massa do ocupante a ser usada, m_{oc} , é apenas aquela suportada pelo assento, ou seja, a que corresponde ao tronco, braços, cabeça e metade da massa das coxas. De acordo com o estudo realizado por Drillis *et al*, 1964, temos a Tabela 1:

Tabela 1 - Percentual da massa corporal das partes do corpo não suspensas

Percentual de massa do corpo	
Pé	2,75
Anteperna	9,49
Coxa	25,11

A seção 562 da FAR especifica que o indivíduo em questão tem 170lb [77,11kg]. Dessa forma, m_{oc} vale:

$$m_{oc} = 77,11 \times \left[1 - \left(0,0275 + 0,0949 + \frac{0,2511}{2} \right) \right] \quad (5.5)$$

$$m_{oc} = 57,99 \text{ kg}$$

- Rigidez

O valor de K depende basicamente da combinação entre a rigidez da espuma da forração do assento e da rigidez da estrutura. A rigidez da espuma varia de acordo com sua densidade. O comportamento característico é estudado no trabalho de Todd *et al*, 1998, e expõe diferentes curvas força X deflexão para diferentes condições de aplicação de carga. Este gráfico se encontra no anexo 1. Para esta aproximação inicial o comportamento da espuma será considerado linear. Além disso, para determinar o valor de K_f , será considerado que a espuma suporta o peso do ocupante com uma deflexão de 80mm. Assim:

$$K_f = \frac{57,99 \times 9,8}{0,08} = 7103,8 \text{ N/m} \quad (5.6)$$

O estudo da espuma também é visto no trabalho de Bhonge, 2008, porém é aplicado um carregamento em alta velocidade. Este gráfico também se encontra no Anexo 1. É perceptível o comportamento não linear da espuma para esse caso, porém esta não linearidade será desconsiderada para essa aproximação inicial a fim de não introduzir novas variáveis no sistema de equações.

Conforme já citado, a estrutura não deve escoar durante o funcionamento do mecanismo. Desse modo, o K_e pode ser calculado como a razão entre uma força arbitrária e o consequente deslocamento sofrido pelo C.G. do ocupante. Isso é possível porque a rigidez da estrutura é constante no regime elástico.

Uma simulação estática por elementos finitos pode ser feita para determinar esse deslocamento. Para isso, é necessário aplicar a força F_a , respectiva a força inercial do ocupante na direção exposta anteriormente na Figura 5.1, posicionada nas coordenadas do CG da massa suspensa pelo mecanismo. A determinação dessas coordenadas é feita utilizando os dados expostos no trabalho de Drillis *et al*, 1964, e Huet, 2004.

Essa força inercial causa reações nos pontos de ancoragem do cinto de segurança, F_1 e F_2 , e uma reação sobre o assento, F_3 . Elas podem ser calculadas utilizando o diagrama de forças exposto na Figura 5.2. As forças de reação F_1 e F_2 apresentam a mesma direção do cinto de segurança próximo a ancoragem. Esse ângulo foi determinada no desenho criado no CAD. F_3 é normal ao assento.

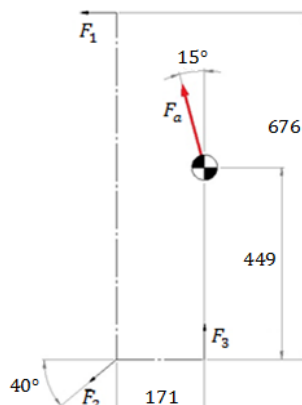


Figura 5.2 - Diagrama de forças inerciais sobre a estrutura móvel

Com o equilíbrio de forças, temos:

$$\sum F_x = -F_a \times \sin 15^\circ \quad (5.7)$$

$$-F_1 - (\cos 40^\circ) \times F_2 = -F_a \times \sin 15^\circ \quad (5.8)$$

$$\sum F_y = F_a \times \cos 15^\circ \quad (5.9)$$

$$-(\sin 40^\circ) \times F_2 + F_3 = F_a \times \cos 15^\circ \quad (5.10)$$

$$\sum M = 0 \quad (5.11)$$

$$F_1 \times 0,227 + F_2 \times (\sin 40^\circ) \times 0,171 - F_3 \times (\cos 40^\circ) \times 0,449 = 0 \quad (5.12)$$

Após simplificações:

$$F_1 = 0,148 \times F_a \quad (5.13)$$

$$F_2 = 0,144 \times F_a \quad (5.14)$$

$$F_3 = 1,059 \times F_a \quad (5.15)$$

Pelo princípio da ação e reação, essas forças atuam com sentido contrário na estrutura.

A simulação é realizada em um software comercial (Dessault Systèmes Solidworks Corp., 2010). A estrutura exibida na seção 4 será simplificada a fim de tornar a simulação mais rápida. Apesar de possuir duas ligas diferentes em sua constituição, o módulo de Young é praticamente o mesmo, e será considerado $70GPa$. Há contatos entre a estrutura móvel e a estrutura base que precisam ser adicionados ao estudo. Esse recurso permite que a estrutura móvel se mova sobre os trilhos da estrutura base ainda no regime elástico. Com $F_a = 1000N$ aplicada nas equações 5.13, 5.14 e 5.15, temos o modelo exposto na Figura 5.3.

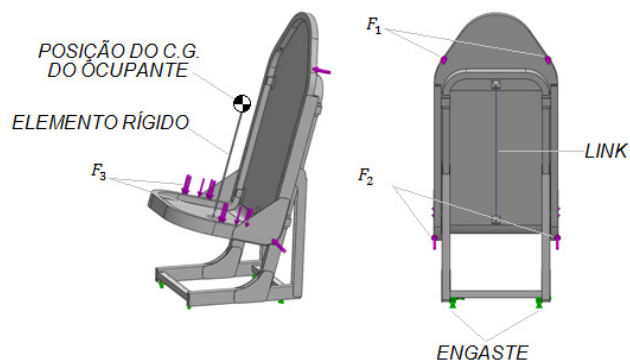


Figura 5.3 - Modelo para cálculo da rigidez da estrutura

A Figura 5.3 também mostra o elemento rígido que foi anexado a estrutura sobre o assento. Como essa simulação não inclui um ATD (Anthropomorphic Test Dummy), o propósito do elemento rígido é fornecer um ponto para medição do deslocamento do C.G. do ocupante. Além disso, o elemento dissipador de energia foi substituído por um elemento de ligação (“link”) entre a estrutura base, solidária à aeronave, e a estrutura móvel.

A rigidez utilizada nas equações que definem a força limite do mecanismo é na direção de seu funcionamento. Dessa forma, o deslocamento do C.G. resultante deve ser decomposto para a direção correta. Os valores apresentados pelo Apêndice 1 representam essa projeção, ou seja, são a componente do deslocamento na direção dos trilhos da estrutura.

O deslocamento do C.G. do ocupante na direção de atuação do mecanismo foi de $0,66\text{ mm}$. Assim a rigidez da estrutura K_e é dada pela equação 5.16:

$$K_e = \frac{1000}{0,00066} = 1515151\text{ N/m} \quad (5.16)$$

6 CÁLCULO DA FORÇA LIMITE

Para o cálculo da força limite do mecanismo precisamos antes do valor da aceleração a_{lim} do assento. Para determiná-la, serão utilizadas as equações desenvolvidas na seção 3.3 e os valores determinados na seção 5.

Além disso, é necessário o perfil de aceleração imposto pelo assoalho na direção de escorregamento do mecanismo. Para tanto, é calculada a projeção a 15° da aceleração exposta na seção 5. Conforme a lista de símbolos, acelerações, velocidades e forças projetadas sobre a direção de atuação do mecanismo receberão o apóstrofe em seu nome. Assim, temos a_{lim}' representando a aceleração limite do ocupante na direção de atuação do mecanismo. Com isso temos o seguinte gráfico:

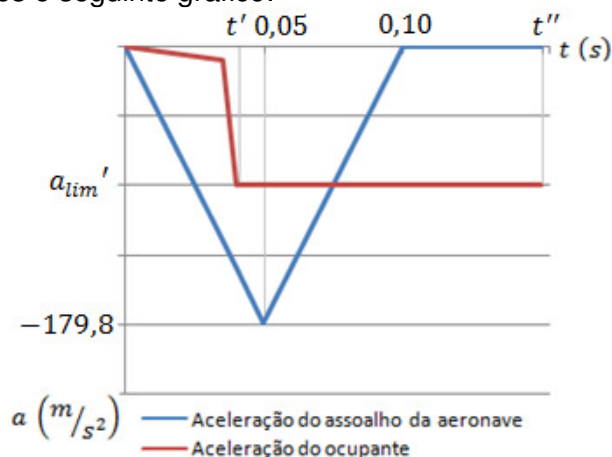


Figura 6.1 - Perfil da aceleração do assoalho e da parte móvel do assento na direção de atuação do mecanismo

O mesmo deve ser feito para Δv :

$$\Delta v' = \Delta v \times \cos 15^\circ = 8,99\text{ m/s} \quad (6.1)$$

A curva de aceleração para parte móvel do assento apresenta essa forma antes de t' a fim de representar a elasticidade da estrutura e da espuma. O trecho inicial tem uma inclinação pequena porque, nessa etapa, K é uma associação em série da K_f e K_e . Como $K_e \gg K_f$, esta última prevalece e $K \sim K_f$.

Quando a espuma sofre uma compressão de 20 mm ela atinge seu limite e, de acordo com a “hipótese 2”, o K passa a depender apenas da rigidez da estrutura. Esse efeito faz com a taxa de crescimento da desaceleração do ocupante próxima a t' seja muito elevada.

Dessa forma, a área desse gráfico até t' , equivalente a variação de velocidade do ocupante, é minimizada. A fim de não introduzir novas variáveis esse trecho do gráfico será considerado nulo. Essa hipótese é conservadora, já que assume nenhuma modificação na velocidade do ocupante nesse intervalo, apenas introduz uma folga entre a massa do ocupante e o assoalho da aeronave, fato que é contabilizado pelas equações.

Outro ponto a ser salientado é que, diferente dos outros valores de velocidade e aceleração introduzidos no sistema de equações, a aceleração limite do ocupante presente no termo que quantifica a deflexão elástica da estrutura, na terceira equação do sistema, não deve ser projetada na direção de atuação do mecanismo. Isso acontece porque a rigidez é calculada utilizando uma força na direção da aceleração total do sistema (ver seção 5). O cálculo é assim realizado porque a deflexão é influenciada tanto por forças paralelas ao trilho quanto por forças perpendiculares a ele.

Dessa maneira, temos o seguinte sistema de equações (SI):

$$\left\{ \begin{array}{l} \iint_0^{t''} a_{oc}'(t) dt - \iint_0^{0,1} a_{as}'(t) dt = 0,174 \\ 8,99 = \int_0^{t''} a_{oc}'(t) dt \\ \iint_0^{t'} a_{oc}'(t) dt - \iint_0^{t'} a_{as}'(t) dt = \frac{(6,4 + 57,99) \times \frac{a_{lim}'}{\cos 15^\circ}}{1515151} + 0,02 \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(-\frac{a_{lim}'}{2} \times (t'' - t')^2 + 8,99 \times t'' \right) - (0,45) = 0,174 \\ 8,99 = a_{lim}' \times (t'' - t') \\ (8,99 \times t') - (-599,43 \times t'^3 + 8,99 \times t') = 4,40 \times 10^{-5} \times a_{lim}' + 0,02 \end{array} \right.$$

Resolvendo o sistema através de um método numérico, temos:

Tabela 2 - Solução do sistema

t'	0,035
t''	0,104
a_{lim}'	130,71

Utilizando a “hipótese 1” citada na seção 3.3, podemos determinar a força limite para o mecanismo de dissipação usando a aceleração calculada para a parte móvel do assento. Assim, a força limite teórica para o mecanismo é estimada da seguinte forma:

$$F_{lim}' = (m_e + m_{oc}) \times a_{lim}' = (6,4 + 57,99) \times 130,71 = 8416,81N \quad (6.2)$$

7 VERIFICAÇÃO DO ASSENTO AO ESCOAMENTO

F_{lim}' é a força que o mecanismo dissipador mantém sobre a estrutura quando sua distensão inicia. Isso ocorre porque a_{lim}' , calculada pelo sistema de equações, é a componente da aceleração na direção dos trilhos do mecanismo. A aceleração total ocorre a 15° dos trilhos do mecanismo, ou 60° com o assoalho da aeronave. Dessa forma, o valor máximo teórico de aceleração do ocupante e de força total sobre a estrutura valem:

$$a_{lim} = \left| \frac{a_{lim}'}{\cos 15^\circ} \right| = 135,33 \text{ m/s}^2 = 13,89 \text{ g's} \quad (7.1)$$

$$F_{lim} = \frac{F_{lim'}}{\cos 15^\circ} = 8713,72N \quad (7.2)$$

Por se tratar de uma situação dinâmica de carregamento, a verificação da estrutura deve ser realizada com F_{lim} corrigida por um fator de impacto. Nesse caso, assim como em uma tese a respeito de uma análise experimental de dormentes desenvolvida por Bastos, 1999, é utilizado fator de impacto de 2 para a simulação estática de situação dinâmica.

Essa simulação estática segue as mesmas definições da simulação exposta na seção 5, porém as forças são calculadas utilizando as seguintes equações:

$$F_a = 2 \times F_{lim} = 17427,45N \quad (7.3)$$

$$F_1 = 0,148F_a = 2579,26 N \quad (7.4)$$

$$F_2 = 0,144F_a = 2509,55 N \quad (7.5)$$

$$F_3 = 1,059F_a = 18455,67 N \quad (7.6)$$

É possível perceber nos resultados expostos no Apêndice 2 que o modelo apresenta tensões inferiores às de escoamento citadas na seção 4. Assim a estrutura permanece no regime elástico.

8 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Visto que o caso b-1 exposto pela FAR 23.562 não causa nenhum efeito transversal e que assento, ocupante e cinto de segurança são simétricos em relação ao plano longitudinal central da montagem, a simulação será simplificada para um caso bidimensional (ver Figura 8.1). A modelagem é feita em um programa comercial de simulação de movimento (Design Simulation Technologies, 2010). O passo de tempo utilizado foi de $0,0001 s$ e o erro de integração máximo foi especificado em $0,002 m$.

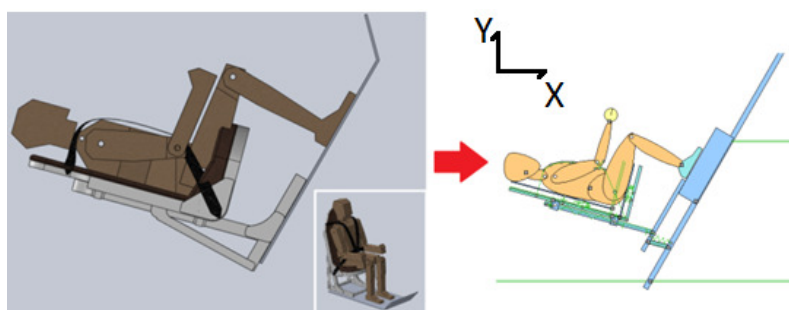


Figura 8.1 – Ilustração do caso a ser analisado

A fim de simular o cinto de segurança, o “dummy” é fixo à estrutura através do elemento “Rope” disponível no software. Este recurso permite uma ligação que resiste apenas a forças trativas. A espuma da forração do assento é substituída por uma mola e um batente enquanto que a estrutura é suspensa por outra mola correspondente a sua rigidez elástica. Esses recursos reproduzem o comportamento da espuma e a flexibilidade da estrutura detalhados na seção 5.

Em $t = 0 s$, todos os corpos estão a $9,3 m/s$ na direção $X+$ e são desacelerados por um atuador de acordo com a aceleração especificada pela FAR. O mecanismo dissipador é substituído por uma mola de força constante que só possui liberdade para extensão.

Um ATD (“Antropomorphic Test Dummy”) foi incluído à simulação. Ele foi desenhado respeitando as dimensões expostas por Huet, 2004 (ver anexo 2). Suas articulações foram rotuladas e a massa de cada parte foi atribuída de acordo com a Tabela 3. A massa percentual de cada parte foi obtida do trabalho de Drillis *et al*, 1964, e a massa total do ocupante é de $77,11 kg$, obtida da FAR 23.562.

Tabela 3 - Massa de cada parte do dummy

Parte do corpo	%	kg
Pés	2,75	9,40
Antepernas	9,49	
Coxas	25,11	19,40
Braços	5,26	4,10
Antebraços	3,64	3,80
Mãos	1,26	
Cabeça	7,50	5,80
Tronco	44,99	34,70

8.1 Validação do modelo

A fim de verificar o modelo, a simulação é simplificada para assumir as mesmas hipóteses utilizadas no desenvolvimento das equações. As modificações são:

- “dummy” substituído por uma massa de valor igual à soma da massa suspensa do ocupante com a massa da estrutura móvel;
- rigidez da espuma e da estrutura é suprimida e a folga entre a massa e o assento passa a ser a soma de f com a deflexão elástica da estrutura. Este cálculo aparece na terceira equação do sistema de equações da seção 6, sendo demonstrado agora pela equação 8.1. Esse valor representa o deslocamento da massa em relação ao assoalho da aeronave antes da atuação do mecanismo.

$$4,40 \times 10^{-5} \times a_{lim}' + 0,02 = 0,02575 \text{ m} \quad (8.1)$$

É feita a comparação entre o curso realizado pelo mecanismo e o curso de projeto, nesse caso, $C = 0,174m$. Nessa simulação o mecanismo se estende $0,173 \text{ m}$. Com um erro de $0,57\%$, o modelo é validado.

8.2 Resultados

A Figura 8.2 demonstra as posições do “dummy” e do assento durante a desaceleração. Cada quadro representa um avanço de $0,02 \text{ s}$, começando em $t = 0,00 \text{ s}$ e encerrando em $t = 0,12 \text{ s}$. Em um projeto mais aprofundado, tal informação poderia ser útil para determinar se há possibilidade de colisão do ocupante com a fileira de assentos seguinte.

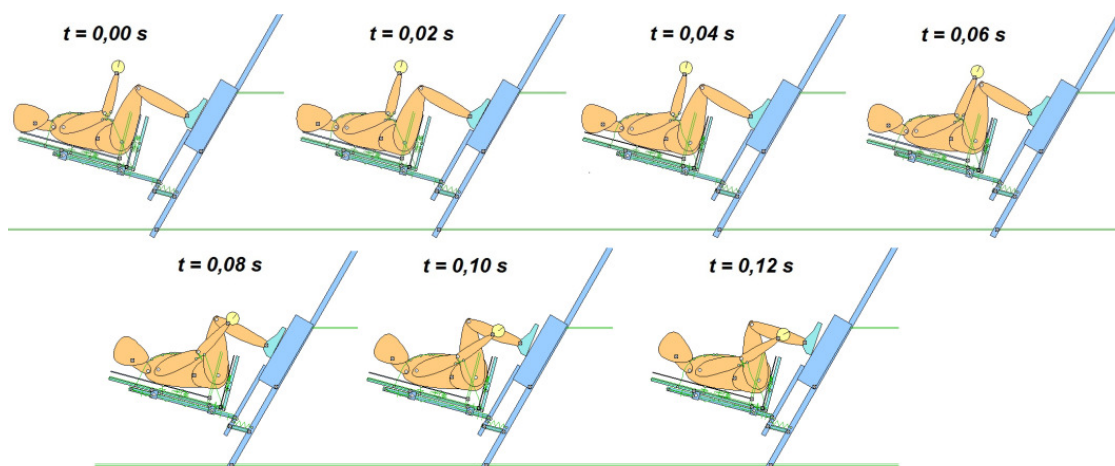


Figura 8.2 - Sequência de posições durante a simulação

A Figura 8.3 expõe os gráficos de aceleração e velocidade para o assoalho da aeronave e para o ocupante, o primeiro em azul e o segundo em vermelho.

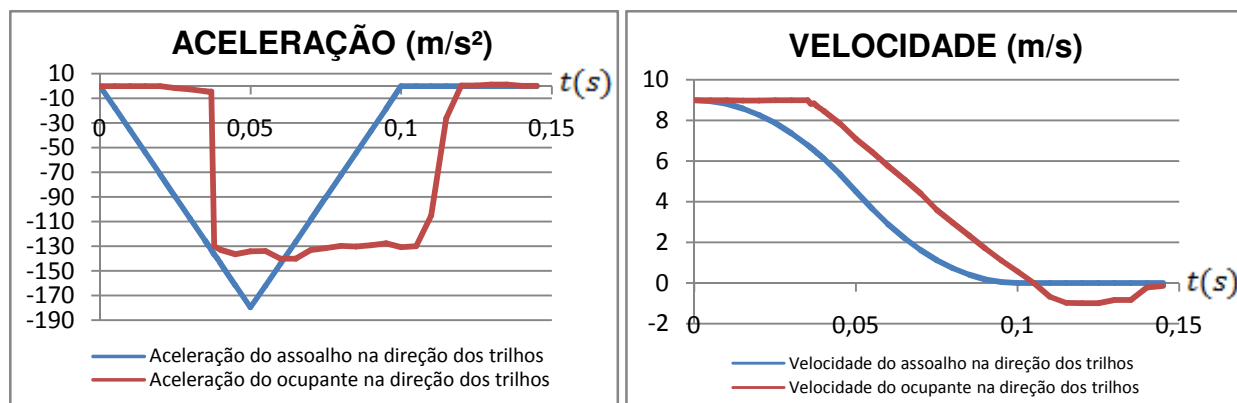


Figura 8.3 - Gráficos da velocidade e da aceleração na direção dos trilhos em função do tempo

A Figura 8.4 demonstra a extensão do mecanismo dissipador e a força compressiva na coluna do ocupante, ambos em função do tempo. A primeira curva é interessante para avaliar a proximidade entre o curso determinado para o mecanismo durante o projeto (C) e o curso utilizado pelo mecanismo, enquanto que a segunda curva é importante para analisar o esforço máximo sofrido pelo ocupante.

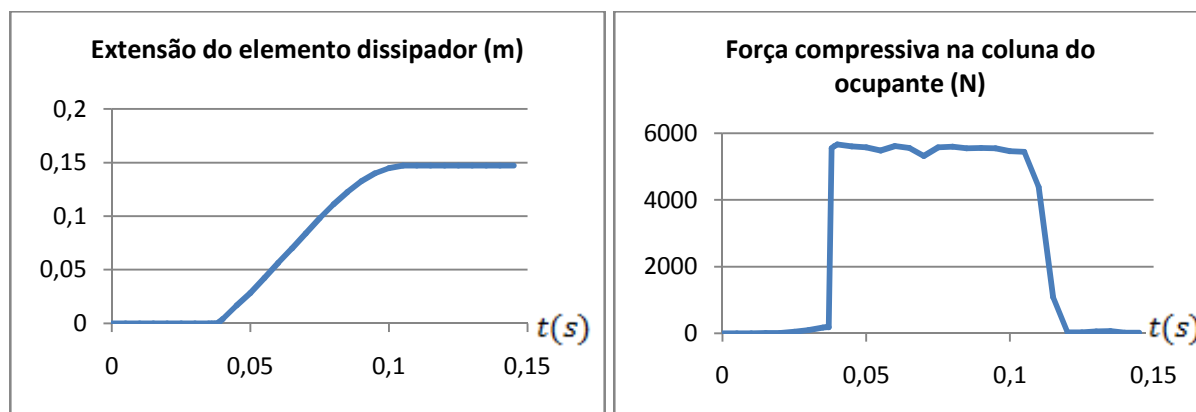


Figura 8.4 - Gráficos da extensão do mecanismo dissipador e da força compressiva na coluna do ocupante em função do tempo

8.3 Discussão dos resultados

O trabalho de Šplíchal, 2005, apresenta uma simulação de um assento aeronáutico sem mecanismo amortecedor de impacto para o caso b-1 da FAR 23.562. Nela é encontrada uma força compressiva máxima de 6210 N na coluna do ocupante. Comparando com o resultado de compressão máxima aqui estimado de 5668 N, (seção 8.2) é evidenciada uma redução de 8,7 % nesse esforço.

Tal redução pode ser considerada pequena em relação à maior complexidade do projeto de um assento desse tipo, porém é importante ressaltar a influência dos valores de f inserido no sistema de equações. Em um projeto mais aprofundado, otimizações ergonômicas na forração do assento de modo que a f seja minimizada são mandatórias. Isso garante que as velocidades do ocupante e da aeronave se mantenham mais próximas até a atuação do mecanismo, otimizando seu funcionamento.

A aceleração a_{lim} é recalculada para outros valores de f para ilustrar sua influência. Os resultados são expostos na Figura 8.5. Em uma situação ideal, onde $f = 0$, a a_{lim} (m/s^2) seria

$91,69 \text{ m/s}^2$, representando uma redução de 32,2 % em relação ao caso aqui apresentado de $f = 0,02 \text{ m}$.

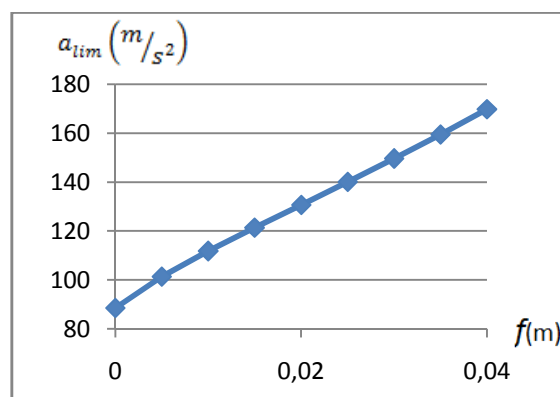


Figura 8.5 - Aceleração limite na direção dos trilhos em função da folga

Além disso, também é percebido que o mecanismo não percorreu o curso completo, deslocando apenas $0,1472 \text{ m}$. Isso indica que a força limite do mecanismo poderia ser levemente menor, minimizando a a_{lim} e, conseqüentemente, a força compressiva na coluna. Esse erro ocorreu, na maior parte, devido a consideração de aceleração nula do ocupante até t' na elaboração das equações. A partir do momento que foi incluída na simulação a reação durante o carregamento da espuma e, principalmente, da estrutura, o ocupante passou a sofrer uma desaceleração, mesmo que pequena, a partir de $t = 0 \text{ s}$, melhorando a eficiência do mecanismo.

9 CONCLUSÃO

Este trabalho apresenta um primeiro passo para o desenvolvimento de um assento aeronáutico amortecedor de impacto. O resultado fornecido pelo sistema de equações desenvolvido se mostrou muito próximo ao obtido na simulação dinâmica realizada. Dessa forma, as equações e modelos aqui desenvolvidos permitem uma estimativa dos valores de aceleração máxima que o ocupante sofrerá e da força compressiva em sua coluna. Além disso, também permitem uma análise preliminar da cinemática do movimento do ocupante e do assento.

Para o caso b-1 da FAR 23.562, se obteve uma redução de 8,7 % na força compressiva na coluna do ocupante em relação a um resultado encontrado na literatura para um assento convencional. Conforme comentado na seção 8.3, em um projeto mais aprofundado, esse resultado pode ser otimizado através da minimização do valor de f do sistema. Em uma situação ideal onde a folga entre o ocupante e a estrutura seria nula, a aceleração limite sofrida pelo ocupante poderia ser reduzida em 32,2 % em relação ao caso estudado, valor que demonstra seu potencial.

A grande influência da folga entre ocupante e estrutura sobre a força limite do mecanismo é, em parte, causada pela anulação do gráfico de aceleração do ocupante até t' (ver seção 6), que é uma deficiência desse modelo. Mesmo contabilizando esse trecho do gráfico, a espuma precisaria ser mais estudada, já que seu comportamento, na realidade, não é linear quando submetida a uma compressão rápida. Esse fato é citado na seção 5. Além disso, numa situação real, haverá atrito entre os trilhos e os guias da estrutura móvel, efeito que não foi considerado.

Uma possível continuação deste trabalho é o detalhamento mais aprofundado dos pontos citados como deficiência deste modelo. Outra possível continuação é a implementação de uma simulação tridimensional do assento proposto. Isso permitirá a simulação de situações mais complexas, como por exemplo acelerações laterais, que não podem ser contabilizadas pela simulação bidimensional.

10 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bhonge, P. **“A Methodology for Aircraft Seat Certification by Dynamic Finite Elements Analysis”**, Kansas, Wishita University, 2008

Šplichal, J. **“Dynamic Analysis of Aircraft Seat According to FAR/JAR 23 regulation”**, Brno, Brno University, 2005

Todd, B.A.; Smith, S. L.; Vongpaseuth, T.; **“Polyurethane foams: effect of specimen size when determining cushioning stiffness”**, Department of Veterans Affairs, Journal of Rehabilitation Research and Development, Vol. 35, No. 2, 1998, páginas 219 a 224

Astori, P.; CERESA, Patrizia; MORANDINI, Marco, **“Numerical Optimisation of a Seat Energy Absorber”**, Milão, Politecnico de Milão, 2004

Desjardins, S. P. ,**“The Evolution of Energy Absorption Systems For Crashworthy Helicopter Seats”**, FAA, conferência de 2004.

Hibbeler R.C. **“Dinâmica – Mecânica para Engenharia”**, 10ª edição, Pearson Education do Brasil, São Paulo, 2005.

Drillis, R.; Contini, R.; Bluestein, M.; **“Body Segment Parameters - A Survey of Measurement Techniques”**, New York, NYU, 1964.

Huet, M. **“Avaliação ergonômica e cinesiológica dos constrangimentos músculo-esqueléticos da região sacro-lombar na postura sentada em viagens aéreas longas”**, Rio de Janeiro, PUC do Rio de Janeiro, 2004.

Bastos, P. S. S. **“Análise experimental de dormentes de concreto protendido reforçados com fibra de aço”**, Escola de Engenharia de São Carlos, USP, 1999.

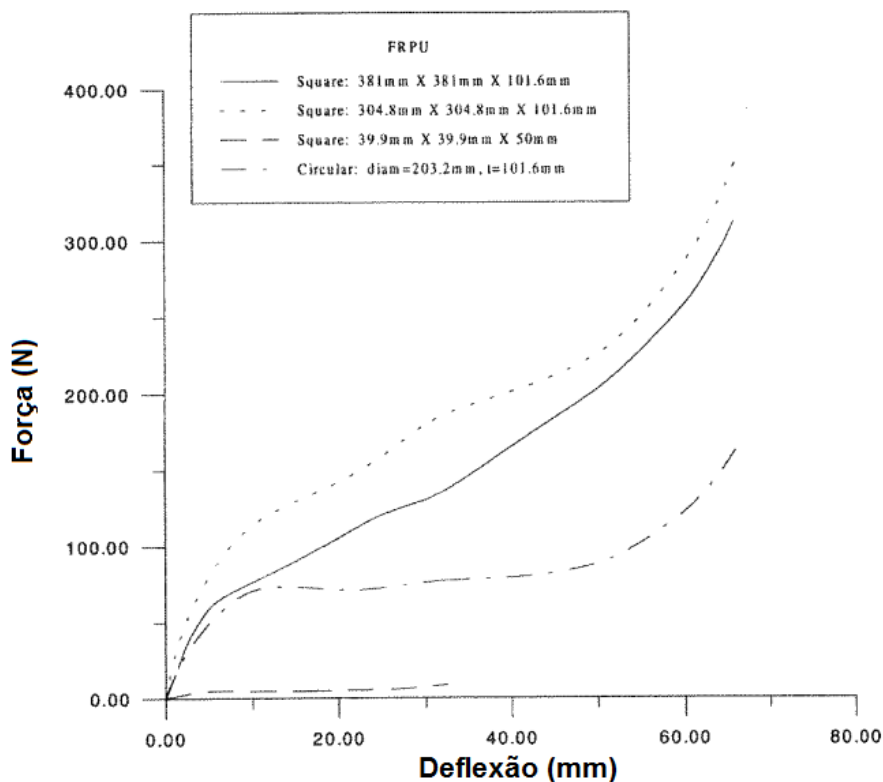
Norma FAR 23, seção 562. Amendment 23-62. Publicado em 2011

Norma **“DOT/FAA/AR-MMPDS-01-Metallic Material Properties development and Standardization”**. Publicado em janeiro de 2003

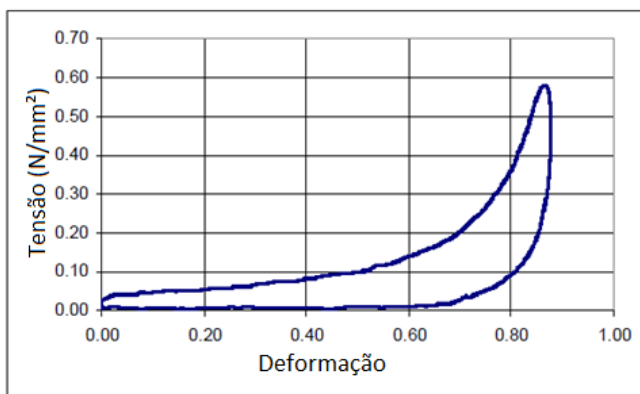
Design Simulation Technologies Inc., **“Working Model 2D – User’s Manual”**, 2010

Dessault Systèmes Solidworks Corp., **“An Introduction to Stress Analysis Applications with SolidWorks Simulation, Student Guide”**, 2010

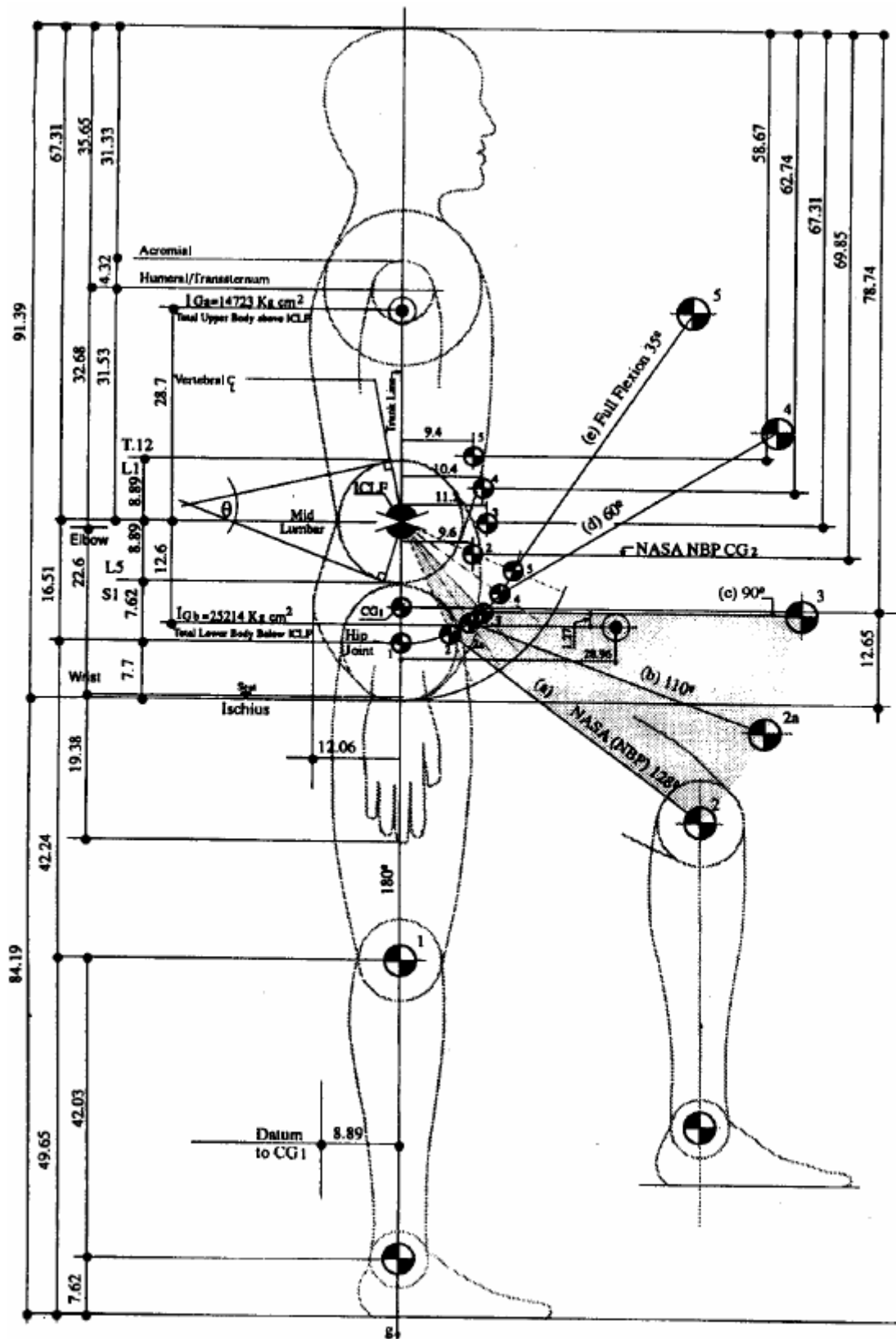
ANEXO 1 – COMPORTAMENTO DA ESPUMA



Curva força X deflexão da espuma para diferentes condições de aplicação de carga (Fonte: Todd *et al*, 1998)



Comportamento da espuma sob um carregamento em alta velocidade (Fonte: Bhonge, 2008)



Antropometria, baseada nas dimensões do 50° percentil masculino de Kremer (Fonte: Huet, 2004)

Sec. 23.562 - Emergency landing dynamic conditions.

(a) Each seat/restraint system for use in a normal, utility, or acrobatic category airplane, or in a commuter category jet airplane, must be designed to protect each occupant during an emergency landing when-:

- (1) Proper use is made of seats, safety belts, and shoulder harnesses provided for in the design; and
- (2) The occupant is exposed to the loads resulting from the conditions prescribed in this section.

(b) Except for those seat/restraint systems that are required to meet paragraph (d) of this section, each seat/restraint system for crew or passenger occupancy in a normal, utility, or acrobatic category airplane, or in a commuter category jet airplane, must successfully complete dynamic tests or be demonstrated by rational analysis supported by dynamic tests, in accordance with each of the following conditions. These tests must be conducted with an occupant simulated by an anthropomorphic test dummy (ATD) defined by 49 CFR part 572, subpart B, or an FAA-approved equivalent, with a nominal weight of 170 pounds and seated in the normal upright position.

(1) For the first test, the change in velocity may not be less than 31 feet per second. The seat/restraint system must be oriented in its nominal position with respect to the airplane and with the horizontal plane of the airplane pitched up 60°, with no yaw, relative to the impact vector. For seat/restraint systems to be installed in the first row of the airplane, peak deceleration must occur in not more than 0.05 seconds after impact and must reach a minimum of 19g. For all other seat/restraint systems, peak deceleration must occur in not more than 0.06 seconds after impact and must reach a minimum of 15g.

(2) For the second test, the change in velocity may not be less than 42 feet per second. The seat/restraint system must be oriented in its nominal position with respect to the airplane and with the vertical plane of the airplane yawed 10°, with no pitch, relative to the impact vector in a direction that results in the greatest load on the shoulder harness. For seat/restraint systems to be installed in the first row of the airplane, peak deceleration must occur in not more than 0.05 seconds after impact and must reach a minimum of 26g. For all other seat/restraint systems, peak deceleration must occur in not more than 0.06 seconds after impact and must reach a minimum of 21g.

(3) To account for floor warpage, the floor rails or attachment devices used to attach the seat/restraint system to the airframe structure must be preloaded to misalign with respect to each other by at least 10° vertically (i.e., pitch out of parallel) and one of the rails or attachment devices must be preloaded to misalign by 10° in roll prior to conducting the test defined by paragraph (b)(2) of this section.

(c) Compliance with the following requirements must be shown during the dynamic tests conducted in accordance with paragraph (b) of this section:

- (1) The seat/restraint system must restrain the ATD although seat/restraint system components may experience deformation, elongation, displacement, or crushing intended as part of the design.
- (2) The attachment between the seat/restraint system and the test fixture must remain intact, although the seat structure may have deformed.
- (3) Each shoulder harness strap must remain on the ATD's shoulder during the impact.
- (4) The safety belt must remain on the ATD's pelvis during the impact.
- (5) The results of the dynamic tests must show that the occupant is protected from serious head injury.

(i) When contact with adjacent seats, structure, or other items in the cabin can occur, protection must be provided so that the head impact does not exceed a head injury criteria (HIC) of 1,000.

(ii) The value of HIC is defined as

$$HIC = \left\{ (t_2 - t_1) \left[\frac{1}{(t_2 - t_1)} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right]^{2.5} \right\}_{Max}$$

Where:

t1 is the initial integration time, expressed in seconds, t2 is the final integration time, expressed in seconds, and a(t) is the total acceleration vs. time curve for the head strike expressed as a multiple of g (units of gravity).

(iii) Compliance with the HIC limit must be demonstrated by measuring the head impact during dynamic testing as prescribed in paragraphs (b)(1) and (b)(2) of this section or by a separate showing of compliance with the head injury criteria using test or analysis procedures.

(6) Loads in individual shoulder harness straps may not exceed 1,750 pounds. If dual straps are used for retaining the upper torso, the total strap loads may not exceed 2,000 pounds.

(7) The compression load measured between the pelvis and the lumbar spine of the ATD may not exceed 1,500 pounds.

(d) For all single-engine airplanes with a V_{S0} of more than 61 knots at maximum weight, and those multiengine airplanes of 6,000 pounds or less maximum weight with a V_{S0} of more than 61 knots at maximum weight that do not comply with Sec. 23.67(a)(1);

(1) The ultimate load factors of Sec. 23.561(b) must be increased by multiplying the load factors by the square of the ratio of the increased stall speed to 61 knots. The increased ultimate load factors need not exceed the values reached at a V_{S0} of 79 knots. The upward ultimate load factor for acrobatic category airplanes need not exceed 5.0 g.

(2) The seat/restraint system test required by paragraph (b)(1) of this section must be conducted in accordance with the following criteria:

(i) The change in velocity may not be less than 31 feet per second.

(ii)

(A) The peak deceleration (ϵ_p) of 19g and 15g must be increased and multiplied by the square of the ratio of the increased stall speed to 61 knots:

$$\epsilon_p = 19.0(V_{S0}/61)^2 \text{ or } \epsilon_p = 15.0(V_{S0}/61)^2$$

(B) The peak deceleration need not exceed the value reached at a V_{S0} of 79 knots.

(iii) The peak deceleration must occur in not more than time (t_r), which must be computed as follows:

$$t_r = \frac{31}{32.2(\epsilon_p)} = \frac{.96}{\epsilon_p}$$

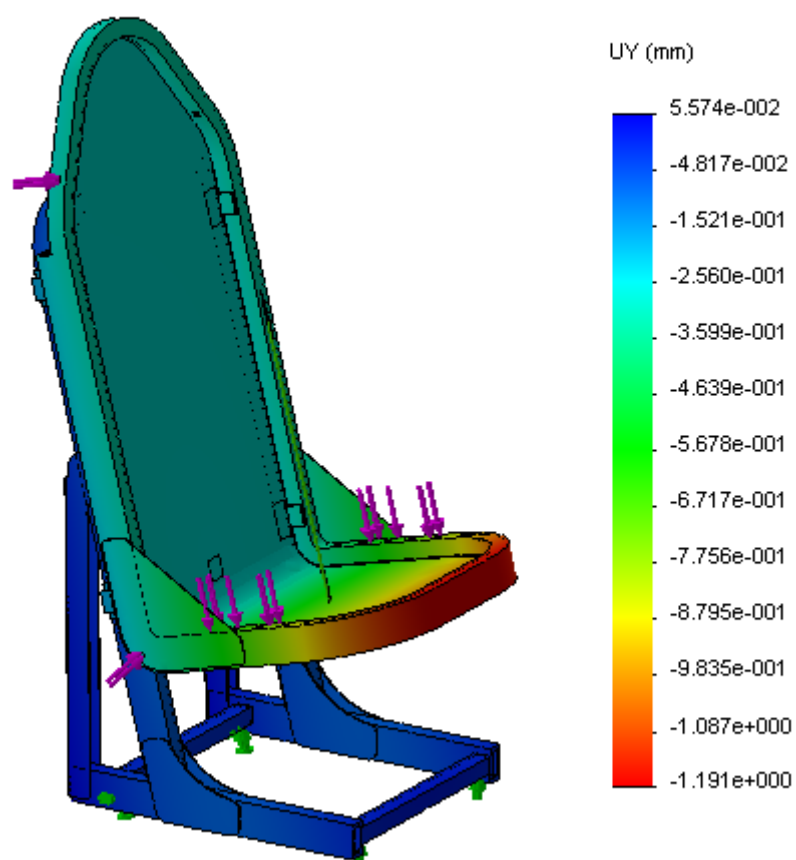
Where:

ϵ_p = The peak deceleration calculated in accordance with paragraph (d)(2)(ii) of this section; and

t_r = The rise time (in seconds) to the peak deceleration.

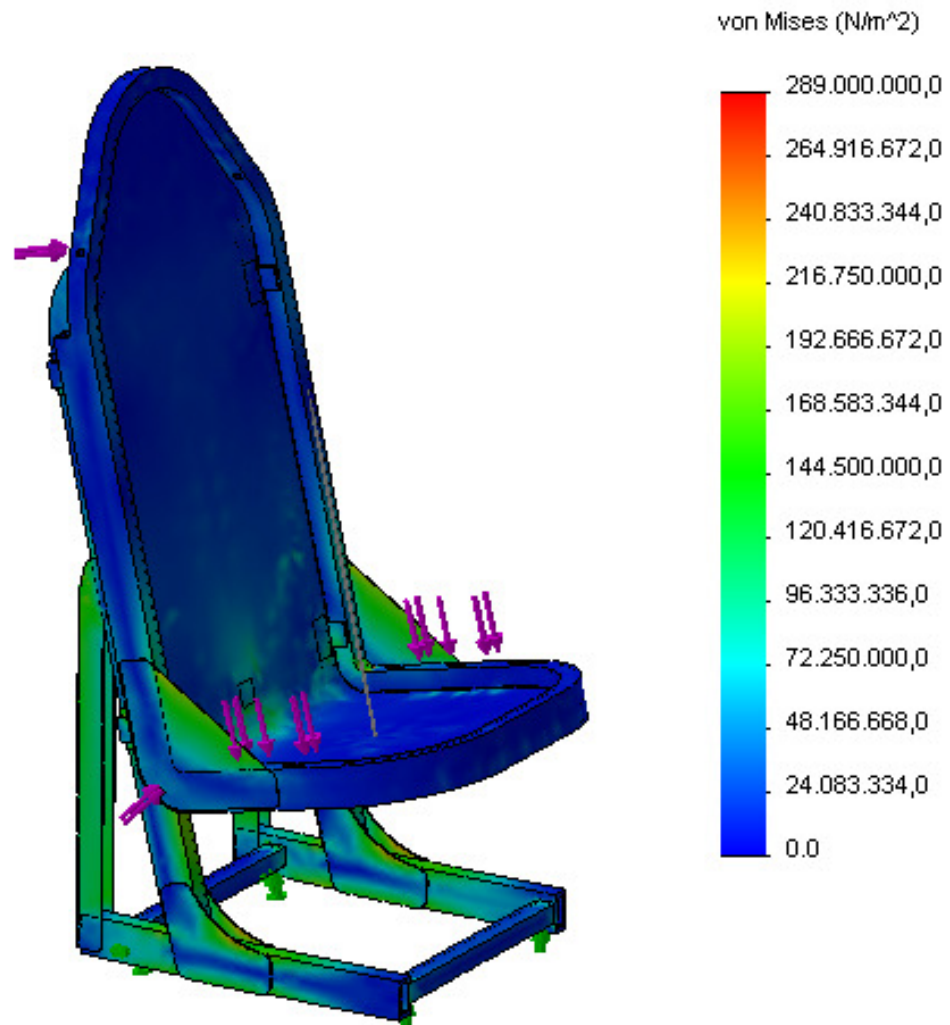
(e) An alternate approach that achieves an equivalent, or greater, level of occupant protection to that required by this section may be used if substantiated on a rational basis.

APÊNDICE 1 – RESULTADO DA SIMULAÇÃO PARA CÁLCULO DA RIGIDEZ



Deslocamento da estrutura em milímetros na direção dos trilhos para $F_a=1000N$

APÊNDICE 2 – RESULTADO DA SIMULAÇÃO DE VERIFICAÇÃO DA ESTRUTURA



Distribuição de tensões na estrutura para força limite aplicada com fator de impacto de 2.