



DANIELLE SOARES DUTRA

**INFLUÊNCIA DAS INCERTEZAS EM ESTRUTURAS
AUTOMOTIVAS:
ESTUDO DO *CRASH TEST* FRONTAL, ATRAVÉS DO MÉTODO
DOS ELEMENTOS FINITOS ESTOCÁSTICO**

LAVRAS – MG

2022

DANIELLE SOARES DUTRA

**INFLUÊNCIA DAS INCERTEZAS EM ESTRUTURAS AUTOMOTIVAS:
ESTUDO DO *CRASH TEST* FRONTAL, ATRAVÉS DO MÉTODO DOS ELEMENTOS
FINITOS ESTOCÁSTICO**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Curso de Engenharia Mecânica, para a obtenção do título de Bacharel.

Prof. Dr. Francisco Scinocca

Orientador

LAVRAS – MG

2022

RESUMO

O presente trabalho teve como objetivo a análise da influência de incertezas associadas ao conjunto estrutural formado pelas longarinas e *bumper beam*, elementos constituintes da parte frontal da estrutura automotiva, de suma importância em situações de impacto frontal, ou *crash tests*, sendo fundamentais para a segurança veicular. Neste sentido, um parâmetro a ser considerado para avaliação da segurança de um automóvel é a intrusão da parede na carroceria automotiva após uma colisão frontal, que pode ocasionar uma condição crítica para a integridade física dos passageiros. Em uma simulação determinística de *crash test*, entretanto, o efeito das incertezas é negligenciado, apesar das mesmas serem inerentes ao sistema, devido às tolerâncias de fabricação. Essa variabilidade pode se dar, por exemplo, nas propriedades de materiais e geometrias associadas à estrutura. Para incorporar e mensurar a influência dessas incertezas sobre o sistema, um modelo estocástico de elementos finitos (*SFEM*) foi utilizado, onde dois parâmetros da estrutura foram definidos como incertos, sendo eles a espessura da longarina e o módulo de elasticidade do material DP600. Foi inicialmente gerado um modelo determinístico simplificado para simular o impacto via método dos elementos finitos (MEF), onde foi atribuída velocidade à uma barreira rígida de forma que entrasse em colisão com a subestrutura em estudo. Posteriormente, foi realizada uma abordagem probabilística nos parâmetros de entrada incertos. Por fim, foram obtidos resultados de influência das incertezas sobre a resposta de intrusão máxima da parede na estrutura, através de superfícies de resposta e distribuições de probabilidade. Foi demonstrada maior influência da incerteza associada à espessura das longarinas sobre a intrusão da parede, em comparação com o módulo de elasticidade do material, o que foi evidenciado através dos valores de sensibilidade local de, respectivamente, 79% para a espessura contra 21% para o módulo de elasticidade. Outros dois parâmetros de resposta foram estudados para melhor compreender a influência das incertezas sobre o comportamento da subestrutura, sendo eles a deformação plástica média e a absorção energética específica (*SEA*). Os resultados de deformação plástica média corroboraram os resultados de intrusão da parede, com maiores valores de deformação da estrutura acarretando uma maior intrusão da parede. Na resposta de absorção energética específica, ficou clara a influência da espessura das longarinas, entretanto, para o módulo de elasticidade não ficou evidente a correlação, o que pode ser considerado como uma particularidade deste tipo análise, onde variações pequenas muitas vezes podem não ser representativas. Além disso, os resultados demonstraram a alta variabilidade da resposta de intrusão da parede, que obteve projeção de 486mm a 633mm, mesmo sendo considerada variação relativamente baixa dos parâmetros de entrada, pertinentes às tolerâncias do processo de fabricação.

Palavras-chave: Quantificação de incertezas. Simulação estrutural. *Front frame*.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Configurações de chassi automotivo.....	10
Figura 2.2 – <i>Body in white</i> com partes móveis.....	11
Figura 2.3 – Componentes estruturais de fundamental importância em colisões frontais.....	12
Figura 2.4 – <i>Crash box</i>	12
Figura 2.5 – Estatística das colisões automotivas.....	13
Figura 2.6 – Contribuições de cada componente em termos de energia absorvida.....	13
Figura 2.7 – Resposta de desaceleração e velocidade do veículo durante a colisão frontal	15
Figura 2.8 – Deslocamento ao longo do tempo em uma colisão frontal.....	15
Figura 2.9 – Simulação da colisão frontal de um veículo	16
Figura 2.10 – Modelo de impacto em longarina.....	19
Figura 2.11 – Representação do veículo em sistemas massa-mola	20
Figura 2.12 – Modelo simplificado.....	20
Figura 2.13 – Comparação de amostras geradas	26
Figura 3.1 – Fluxograma da quantificação de incertezas no <i>crash test</i>	27
Figura 3.2 – Subestrutura do <i>front frame</i>	28
Figura 3.3 – Geometria simplificada	28
Figura 3.4 – Dimensões da longarina em milímetros	29
Figura 3.5 – Dimensões da subestrutura em milímetros.....	29
Figura 3.6 – Seção da longarina e <i>bumper beam</i>	29
Figura 3.7 – Gráfico de tensão-deformação para a liga DP600.....	32
Figura 3.8 – Modelo da simulação.....	33
Figura 4.1 – Convergência de Malha.....	38
Figura 4.2 – Malha da subestrutura e detalhe.....	39
Figura 4.3 – Comportamento da subestrutura ao longo do impacto – vista lateral.....	40
Figura 4.4 – Comportamento da subestrutura ao longo do impacto – vista superior	41
Figura 4.5 – Gráfico de energia	41
Figura 4.6 – Sumário de energias	42
Figura 4.7 – Intrusão da parede ao longo do tempo.....	43
Figura 4.8 – Distribuição de probabilidade para a espessura	44
Figura 4.9 – Distribuição de probabilidade para o módulo de elasticidade	44
Figura 4.10 – Correlação de pontos obtidos e previstos para intrusão da parede.....	46
Figura 4.11 – Superfície de resposta 3D para a intrusão da parede.....	47

Figura 4.12 – Superfície de resposta 2D para a espessura SI.....	48
Figura 4.13 – Superfície de resposta 2D para o módulo de elasticidade	49
Figura 4.14 – Sensibilidade local da intrusão da parede.....	49
Figura 4.15 – Superfície de resposta de deformação plástica	50
Figura 4.16 – Superfície de resposta de energia específica absorvida.....	51
Figura 4.17 – Sensibilidade da deformação específica plástica média e <i>SEA</i>	52
Figura 4.18 – Distribuição de probabilidade para intrusão da parede	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Espessuras das seções da longarina empregadas na composição do modelo.....	30
Tabela 3.2 – Propriedades da liga DP600	30
Tabela 3.3 - Parâmetros da equação de Johnson-Cook para a liga DP600	31
Tabela 3.4 – Coeficiente de atrito para contato estrutura-parede	34
Tabela 3.5 – Coeficiente de atrito para contato da própria estrutura.....	34
Tabela 4.1 – Erro relativo para cada tamanho de elemento	38
Tabela 4.2 - Valores limites para a espessura da longarina	43
Tabela 4.3 - Valores limites para o módulo de elasticidade.....	44
Tabela 4.4 - Pontos de projeto	45
Tabela 4.5 – Resultado dos pontos de projeto.....	45
Tabela 4.6 – Coeficiente de determinação da superfície de resposta	47
Tabela 4.7 – Coeficiente de determinação da superfície de resposta	50
Tabela 4.8 – Coeficiente de determinação das superfícies de resposta	51

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	7
1.1	Motivação.....	7
1.2	Objetivos Gerais	8
1.3	Objetivos Específicos	8
2	REFERENCIAL TEÓRICO	9
2.1	Carroceria Automotiva	9
2.2	<i>Front Frame</i>	11
2.3	<i>Crash Tests</i>	14
2.4	Simulações via Método dos Elementos Finitos em <i>Crash Tests</i>	16
2.5	Simplificação de modelos para simulação	19
2.6	Incertezas em componentes automotivos	21
2.7	Método dos elementos finitos estocástico	23
3	METODOLOGIA.....	27
3.1	Geometria	27
3.2	Material.....	30
3.3	Modelo.....	32
3.4	Contato.....	34
3.5	Incertezas	35
3.6	Análise de incertezas.....	36
3.7	Análise dos Resultados	37
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	38
5	CONCLUSÕES.....	54
6	REFERÊNCIAS.....	55

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

A carroceria automotiva exerce um papel fundamental para a segurança veicular, sendo responsável por absorver grande parte da energia em situações de colisão do automóvel, garantindo assim a integridade física dos passageiros. Conseqüentemente, o aprimoramento dessa estrutura vem se tornando cada vez mais importante para a indústria automotiva (SHINDE; MALI, 2018; GU, 2017). Além da segurança, o peso do automóvel, por sua vez, é também um dos tópicos principais nos estudos dessas estruturas, já que esse fator impacta diretamente nos custos e na performance veicular como um todo, aumentando a sua massa e influenciando no consumo de combustível. Dessa forma, pode-se dizer que o projeto desse conjunto visa o desempenho estrutural adequado, com uma alta absorção energética, ainda que atrelado à necessidade de redução de peso (LOTHAR; SEIFFERT, 2007; ZHANG et al., 2007).

Dentre as definições associadas à carroceria automotiva, o termo *body in white (BIW)* refere-se ao conjunto constituído pelo *frame* e painéis, normalmente de materiais homogêneos. Nesse sentido, o *front frame* tem um papel essencial durante colisões frontais, sendo uma das subdivisões mais importantes do *BIW*. As longarinas (*front rails*) são componentes em forma de viga longitudinal no *front frame*, destacando-se dentre os demais elementos constituintes da estrutura frontal automotiva pela alta absorção energética (MORELLO, 2011; GRISKEVICIUS; ZILIUKAS, 2003).

Considerando a importância das estruturas frontais automotivas, assim como sua influência sobre a segurança dos passageiros, torna-se necessário também o estudo acerca das incertezas associadas a esses componentes. A presença de incertezas em projetos de engenharia é inevitável e estas surgem, geralmente, devido ao processo de fabricação, imperfeições do material ou modelagem do sistema. Devido a essas incertezas, os parâmetros de entrada do sistema passam a variar, como, por exemplo, em um sistema onde as dimensões dos componentes terão seus valores ligeiramente alterados. Esse fator pode resultar em um comportamento diferente do esperado, como a estrutura falhar de maneira indesejada, mesmo quando submetida a carregamentos já previstos (KRÁLIK, 2009).

Desse modo, destaca-se como uma abordagem para mitigação de riscos a quantificação de incertezas associadas à uma estrutura e o efeito das mesmas sobre a resposta do sistema, através da abordagem probabilística. A construção de modelos computacionais que consideram incertezas tem se tornado cada vez mais importante na engenharia, sendo do interesse também

das indústrias automotivas incorporar tais incertezas devido ao contexto de busca por diminuição de custos, otimização estrutural, redução de peso dos componentes e segurança. (WELLKAMP; MEYWERK, 2019; ARAÚJO, 1997; SOIZE, 2011)

O método dos elementos finitos (MEF) trata-se de uma abordagem numérica para resolução de fenômenos físicos, e vem se tornando uma abordagem amplamente utilizada na indústria automotiva, em especial para a previsão do comportamento estrutural (GU, 2017). Tendo como base um modelo determinístico, entretanto, o MEF não é capaz de incorporar as incertezas inerentes aos modelos simulados, dessa maneira, surge como solução o método dos elementos finitos estocástico (*SFEM*), que tem como objetivo incorporar variabilidade aos parâmetros de entrada do sistema. Para isso, uma das ferramentas interessantes é o chamado método de Monte Carlo, o qual baseia-se em simulações de variáveis aleatórias, sendo de fácil implementação e aplicável à maioria dos casos (FISH; BELYTSCHKO, 2007; GU, 2017; ARAÚJO, 1997).

No capítulo 2 será apresentada mais detalhadamente a estrutura principal de estudo, assim como as motivações acerca do estudo das incertezas e sua importância no contexto da segurança automotiva, e mais especificamente, em *crash tests* automotivos. As seções referentes à metodologia e ao desenvolvimento visam elucidar os passos realizados para a incorporação das incertezas através do método dos elementos finitos estocásticos, utilizando como base o modelo determinístico do *crash test*. Por fim, os resultados do estudo realizado serão apresentados, sendo apontados os aspectos relevantes do impacto das incertezas no sistema, especialmente do ponto vista da segurança automotiva, além da comparação entre quais eram, de maneira geral, os comportamentos esperados, e quais foram obtidos.

1.2 Objetivos Gerais

O presente trabalho tem como objetivo avaliar as incertezas envolvidas em componentes do *front frame* automotivo, assim como seu efeito no desempenho estrutural na simulação do impacto frontal.

1.3 Objetivos Específicos

Analisar as incertezas presentes na subestrutura composta pelas longarinas e *bumper beam* (viga do para-choque) e quantificar seu efeito sobre a resposta de intrusão da parede no impacto frontal automotivo.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Carroceria Automotiva

A estrutura de um automóvel é caracterizada como o conjunto de elementos que deve suportar as cargas estáticas e dinâmicas às quais está sujeito o veículo. Essa estrutura inclui o chassi e a carroceria automotiva, os quais distinguem-se pela carga suportada. O chassi é responsável por suportar o motor, sistema de transmissão, suspensão e sistema de direção, enquanto a carroceria é responsável por abrigar os passageiros e carga útil. No passado, essas duas subdivisões eram claramente distinguíveis, entretanto, na atualidade, a estrutura automotiva segue a tendência de monobloco, no qual tem-se a carroceria unificada com o chassi (MORELLO, 2011; CROLLA, 2009).

Essa configuração de estrutura integral é ideal para a produção em massa, onde os painéis e os componentes estruturais são estampados, ou, no caso de vigas, conformados, a partir de chapas de aço e soldados (CROLLA, 2009).

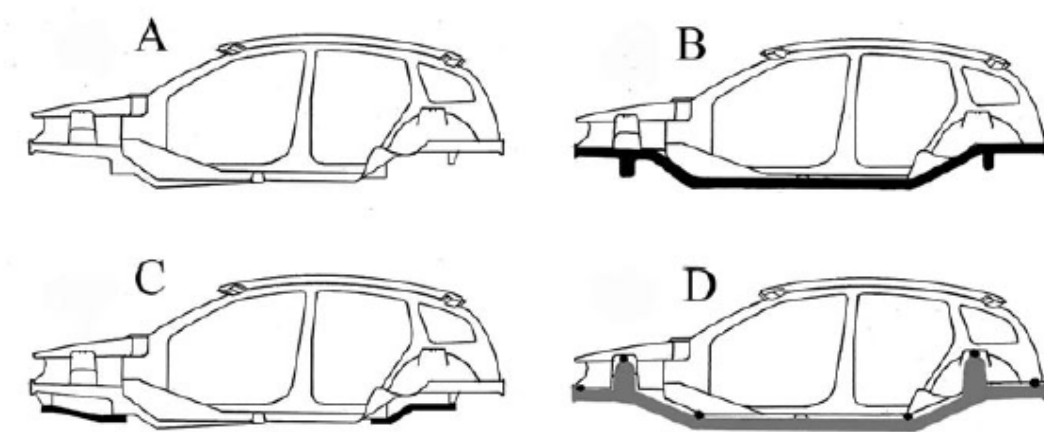
Nos primeiros automóveis, raramente eram encontradas carrocerias fechadas, e o chassi era majoritariamente feito de madeira reforçada. Com a adoção de chassis metálicos, foi possível aumentar a distância entre eixos, que antes era limitada, e curvar as longarinas, o que contribuiu para o desempenho e estética dos veículos. Outro aspecto em que se teve evolução foi a resistência a tensões torcionais, uma vez que antes o principal tópico de preocupação era a flexão da estrutura. Com maiores velocidades sendo alcançadas, a torção passou a ser mais relevante (MORELLO, 2011).

Ao longo da história do automóvel, pode-se dividir três importantes configurações para a estrutura automotiva: o chassi não unificado, o chassi parcialmente unificado e o chassi unificado. No primeiro desses, tem-se um chassi completamente separado do restante da carroceria, com o mesmo suportando todo o peso dos componentes automotivos. Nos pontos onde havia maior aplicação de carga eram dispostas as vigas transversais. A partir da década de 1930, surgiu o chassi parcialmente unificado, que levava em conta as tensões torcionais às quais o automóvel estava submetido, empregando vigas transversais em X. O *frame* era então parafusado ao restante da estrutura, característica que marca o modelo como “parcialmente unificado”. Com o objetivo de reduzir o peso e melhorar a performance, a configuração de estrutura automotiva unificada tornou-se mais comum. Além disso, passou-se a ter uma preocupação com a aerodinâmica, que é diretamente influenciada pelo formato da carroceria, fato que era ignorado nos primeiros modelos. A adoção de painéis sobre a estrutura também

coopera para o aumento rigidez estrutural, limitando o movimento angular (MORELLO, 2011; CROLLA, 2009).

Algumas das principais configurações da estrutura automotiva atual são apresentadas na Figura 2.1. Na configuração *unibody* ou de monobloco (Figura 2.1 - A), o *underbody* é unido ao restante do chassi, o que acarreta em considerável redução de peso. No modelo *body on frame* (Figura 2.1 - B) tem-se a parte de cima conectada à de baixo por meio de parafusos. Na configuração com *subframes* auxiliares (*body with ancillary subframes*) (Figura 2.1 - C) os sistemas de suspensão e transmissão são montados sobre partes modulares do *frame*, sendo que a parte desmontável é menor que a do modelo anterior (*body on frame*). Por fim, na estrutura de *frame* duplo (Figura 2.1 - D), o chassi é separado do restante da estrutura, sendo conectado por meio de buchas amortecedoras, o que torna possível a otimização da estrutura e segurança do veículo (MORELLO, 2011).

Figura 2.1 – Configurações de chassi automotivo.

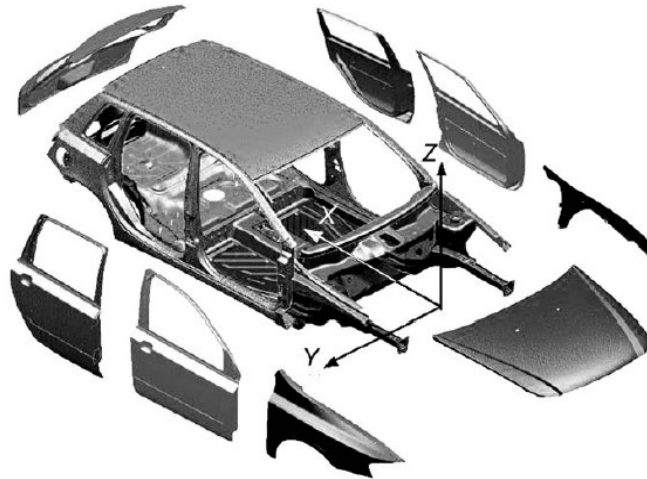


Fonte: Morello (2011)

Sendo A - *unibody* , B- *body on frame*, C - *body with ancillary subframes* e D - *Dual frame body*.

Simplificadamente, o *Body in White (BIW)* pode ser dividido em sub-montagens, sendo a junção do *underbody*, *frame* das laterais do automóvel, *frame* do teto, trilhos superiores, *header* e frente do *hood*. A essa montagem serão acopladas as chamadas partes móveis, dentre as quais se incluem as portas, o capô, *fender* e a tampa do porta-malas, conforme representado na Figura 2.2 (MORELLO, 2011).

Figura 2.2 – *Body in white* com partes móveis



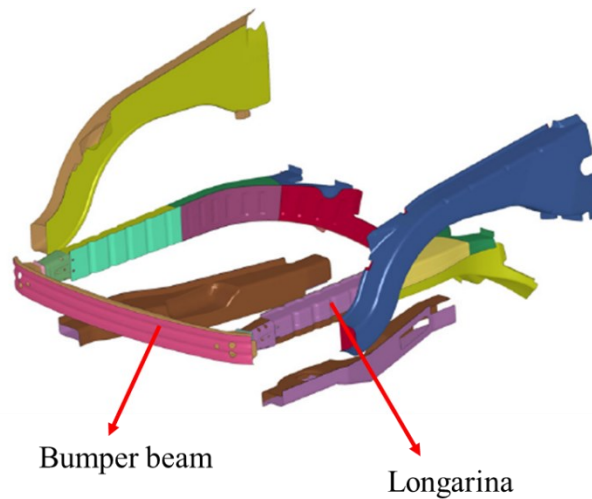
Fonte: Morello (2011)

O *BIW* representa, tipicamente, entre 20 e 30% do peso do automóvel, logo, a otimização dessa estrutura representa um ponto importante de projeto. Além disso, o BIW é também responsável por garantir o espaço de sobrevivência para os passageiros, sendo fundamental para a segurança (MORELLO, 2011; ZHANG et al, 2022).

2.2 *Front Frame*

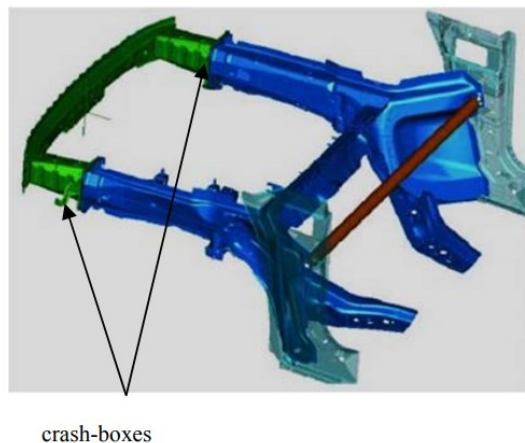
O *front frame* automotivo tem como funções o abrigo e sustentação do *powertrain* e sistemas auxiliares. Conforme ilustrado na Figura 2.3, destacam-se como componentes importantes do *front frame*: as longarinas principais (*front rails*), viga do para-choque (*bumper beam*) e os elementos longitudinais do *subframe*. Além disso, ele é responsável pela maior absorção da energia em colisões frontais e conseqüentemente, por minimizar danos aos passageiros, o que faz desse um importante tópico de estudo para a segurança automotiva.

Figura 2.3 – Componentes estruturais de fundamental importância em colisões frontais



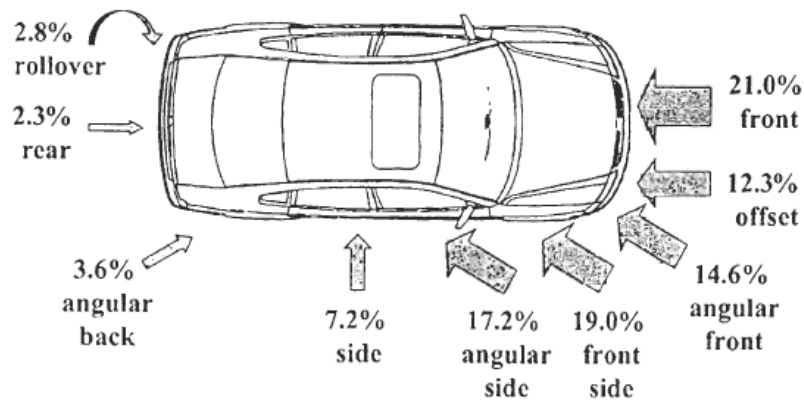
Fonte: Adaptado de NHTSA (2012)

Grande parte da energia da colisão é absorvida pelas longarinas principais, que são acopladas ao *crash box*, que por sua vez está conectado ao *bumper beam*. O *crash box*, apresentado na Figura 2.4, é um importante dispositivo empregado em muitos automóveis atualmente, sendo capaz de deformar-se e absorver a energia da colisão sem que as longarinas sejam deformadas. A Figura 2.5 evidencia a relevância do *front frame*, onde observa-se que cerca de 67% das colisões automotivas envolve a parte frontal do veículo. (LIU; DING, 2016; MORELLO, 2011; LOTHAR; SEIFFERT, 2007).

Figura 2.4 – *Crash box*

Fonte: Liu; Ding (2016)

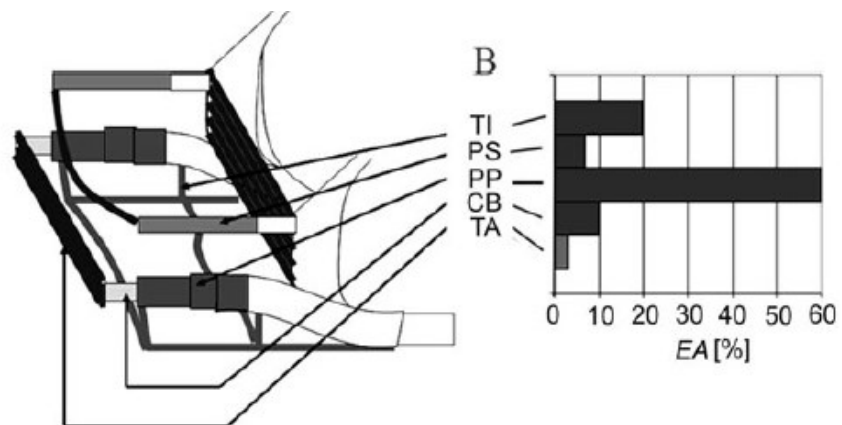
Figura 2.5 – Estatística das colisões automotivas



Fonte: Lothar; Seiffert (2007)

Na Figura 2.6 são demonstradas as contribuições típicas de cada componente do *front frame* em termos de energia absorvida durante um *crash test* de um automóvel contra barreira rígida, a cerca de 56 km/h.

Figura 2.6 – Contribuições de cada componente em termos de energia absorvida



Fonte: Morello (2011)

Onde:

TI – frame inferior

PS – longarina superior

PP – longarina frontal principal

CB – *crash box*

TA – *bumber beam*

As longarinas têm, tipicamente, a maior contribuição de energia absorvida dentre as partes do *front frame* (cerca de 60%), justificando a importância do estudo e aprimoramento de tal componente (MORELLO, 2011). Considerando a estrutura automotiva como um todo, em uma colisão frontal, aproximadamente 50% da energia é absorvida pelas longarinas (LOTHAR; SEIFFERT, 2007; GRISKEVICIUS; ZILIUKAS, 2003).

Adicionalmente, algumas longarinas apresentam seções com reforçadores no local de maior momento fletor, ou mesmo são constituídas por diferentes espessuras nas suas seções, objetivando que a longarina não apresente flambagem global, o que acarretaria menor absorção energética, mas sim uma flambagem local progressiva ao longo da viga (LOTHAR; SEIFFERT, 2007; MORELLO, 2011).

Para uma alta absorção de energia via deformação, são necessários diversos componentes de alta capacidade para absorção energética específica (*SEA*), que é dada pela equação 2.1 (LOTHAR; SEIFFERT, 2007).

$$SEA = \frac{EA}{M} \quad (2.1)$$

Onde EA é a energia total absorvida e M é a massa da estrutura.

O comportamento adequado para as estruturas automotivas deve conciliar a alta absorção energética específica nas seções destinadas para esse fim e uma deformação controlada, além de alta resistência e baixa deformabilidade no habitáculo, possibilitando a sobrevivência dos ocupantes do automóvel (DU BOIS, 2004).

2.3 Crash Tests

Atualmente, um dos fatores de grande relevância para a indústria automotiva é a segurança dos veículos, sendo fundamental realizar a análise do comportamento estrutural do veículo durante colisões, observando também como os ocupantes serão afetados.

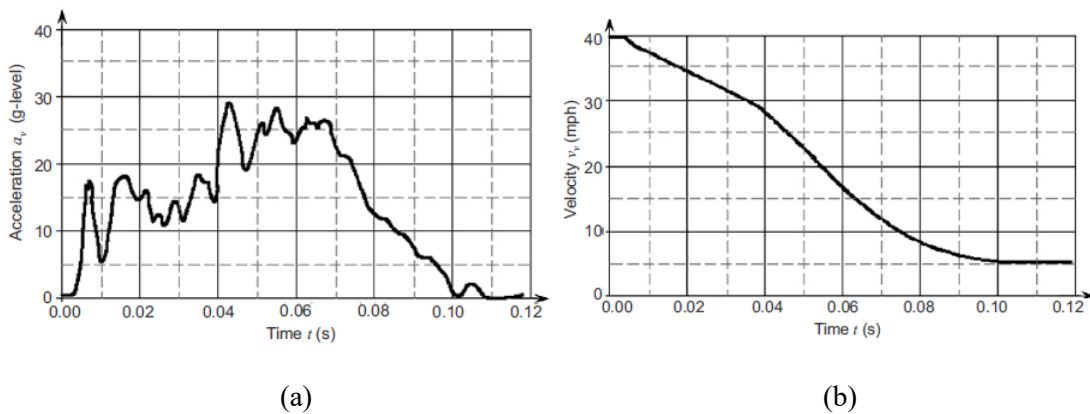
Nesse sentido, um importante parâmetro é o chamado *crashworthiness*, que pode ser definido como a capacidade da estrutura automotiva em deformar-se plasticamente e ainda obter espaço suficiente para os passageiros sobreviverem durante um impacto, além de um pulso de desaceleração adequado para a segurança dos mesmos. O equilíbrio entre estruturas que proporcionem segurança e, ao mesmo tempo, sejam cada vez mais leves é dos grandes desafios da atualidade (DU BOIS, 2004; RAO, 2016).

Os membros frontais do automóvel exercem um papel essencial na absorção energética durante o impacto, através da deformação plástica. Essa deformação pode ser avaliada por meio de simulações e utilizada para quantificar o *crashworthiness* da estrutura analisada.

Um teste de impacto ou *crash test* pode ser executado em diversas condições, dentre as quais destaca-se o teste frontal com barreira rígida, que consiste em fazer o veículo colidir frontalmente com uma barreira indeformável. Uma vez que o impacto tenha se iniciado, a maior parte da energia será absorvida pelo *front frame* através de sua deformação. Essa deformação será influenciada pela massa do veículo, velocidade do teste, resistência dos membros estruturais e empilhamento de componentes do *power train* (RAO, 2016).

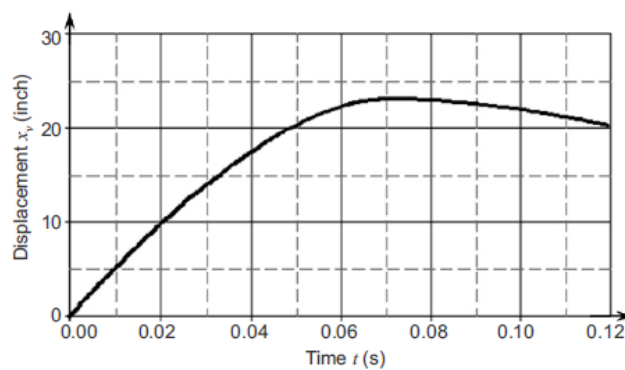
A Figura 2.7 ilustra a variação típica da aceleração e velocidade de um veículo ao longo do tempo em uma colisão frontal, enquanto a Figura 2.8 ilustra o deslocamento nesse mesmo período.

Figura 2.7 – Resposta de desaceleração e velocidade do veículo durante a colisão frontal



Fonte: Rao (2016)

Figura 2.8 – Deslocamento ao longo do tempo em uma colisão frontal



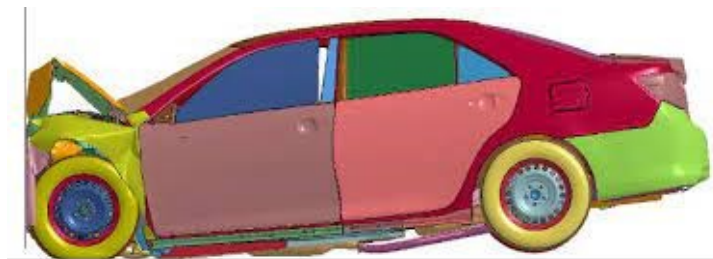
Fonte: Rao (2016)

Em um teste físico, o gráfico de desaceleração é obtido através da medição com acelerômetros fixados no compartimento dos passageiros fora da zona de batida, como na coluna B. A medição da aceleração acaba sendo contaminada por ruído devido à vibração no veículo, sendo então necessário o uso de um filtro para os dados gerados. Os gráficos de velocidade e deslocamento são obtidos a partir da integração desse pulso de aceleração (RAO, 2016).

2.4 Simulações via Método dos Elementos Finitos em *Crash Tests*

A simulação via método dos elementos finitos (MEF) tem substituído muitos dos testes tradicionais na indústria automotiva, uma vez que esse método é capaz de providenciar importantes constatações sem os altos custos de executar diversos *crash tests* reais para obter as mesmas informações. A Figura 2.9 exemplifica uma simulação virtual de uma colisão frontal entre um veículo e uma barreira rígida:

Figura 2.9 – Simulação da colisão frontal de um veículo



Fonte: (CCSA, 2016)

Ao realizar uma simulação via MEF, é essencial que o tipo de análise a ser feito seja adequado, uma vez que uma abordagem inadequada levará a resultados incorretos. É também importante que o modelo criado de fato represente o fenômeno desejado. Assim, os resultados obtidos pela simulação são geralmente comparados com resultados de testes experimentais, para que o modelo seja validado.

Uma análise pode ser classificada quanto à sua dependência ou não do tempo, se é estática ou dinâmica, e se é linear ou não-linear. Para a aplicação de uma análise linear, é preciso que os deslocamentos sejam baixos, haja um comportamento linear elástico por parte do material e condições de contorno constantes. Em problemas lineares estáticos, o sistema a ser resolvido resume-se à equação 2.2:

$$[K]\{x\} = \{f\} \quad (2.2)$$

onde $[K]$ é a matriz de rigidez da estrutura, $\{x\}$ é o vetor de deslocamentos e $\{f\}$ o vetor de forças externas aplicadas.

Na mecânica estrutural, pode-se ter comportamentos não-lineares devido ao material, geometria e contato (COOK; MAKUS, 2002). No que diz respeito ao material, um comportamento não-linear seria, por exemplo, a variação de suas propriedades a depender dos níveis de tensão e deformação, como a tensão não ser mais proporcional à deformação a partir de um determinado nível de tensão (ZIENKIEWICZ; TAYLOR, 2005).

As não-linearidades geométricas surgem quando as deformações são grandes o suficiente para que a distribuição e orientação dos carregamentos aplicados sejam alteradas, ou seja, as equações do equilíbrio iniciais já não satisfazem o problema e devem ser reformuladas, agora de acordo com a geometria deformada. Também pode haver não-linearidades devido ao contato entre partes, com a área de contato variando de acordo com as forças de contato, além de poder ter deslizamento com forças de atrito (COOK; MAKUS, 2002).

Para a resolução de problemas não-lineares estáticos, tem-se a equação 2.3:

$$[K(x)]\{x\} = \{f\} \quad (2.3)$$

Por fim, para problemas dinâmicos, tem-se a equação 2.4:

$$[M(x)]\{\ddot{x}\} + [C(x)]\{\dot{x}\} + [K(x)]\{x\} = \{f\} \quad (2.4)$$

A solução de problemas não-lineares pode ser obtida através dos métodos de integração implícito e explícito. Comparativamente, o método implícito tem um custo computacional maior por incremento de tempo, mas permite um incremento de tempo maior, por ser incondicionalmente estável. Já o método explícito requer menor custo computacional por incremento de tempo, no entanto, requer incrementos de tempo bem menores, uma vez que é condicionalmente estável.

Dessa forma, o método explícito é mais indicado para análises em que os carregamentos terão curta duração, como de impactos, enquanto o método implícito é mais adequado para eventos em que os carregamentos terão longa duração. Para o método explícito, as equações diferenciais parciais (EDPs) 2.5, 2.6 e 2.7 devem ser resolvidas pelo *solver*, e expressam a conservação do momento relacionam aceleração ao tensor de tensões (ANSYS, 2016).

$$\rho \ddot{x} = f_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} \quad (2.5)$$

$$\rho \ddot{y} = f_y + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} \quad (2.6)$$

$$\rho \ddot{z} = f_z + \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \quad (2.7)$$

onde:

ρ é a densidade do material

σ_{ij} é o componente do tensor de tensões

f_i são os componentes das forças de corpo

Já a conservação da energia é expressa pela equação 2.8.

$$\dot{e} = \frac{1}{\rho} (\sigma_{xx} \dot{\epsilon}_{xx} + \sigma_{yy} \dot{\epsilon}_{yy} + \sigma_{zz} \dot{\epsilon}_{zz} + 2 \sigma_{xy} \dot{\epsilon}_{xy} + 2 \sigma_{yz} \dot{\epsilon}_{yz} + 2 \sigma_{zx} \dot{\epsilon}_{zx}) \quad (2.8)$$

onde:

\dot{e} é a variação da energia ao longo do tempo.

$\dot{\epsilon}_{ij}$ é a variação do tensor de deformação específica no tempo.

O *solver* de dinâmica explícita do Ansys utiliza integração temporal via Método das Diferenças Finitas Central. Após o computo das forças nos nós da malha, a aceleração nodal é obtida a partir da equação 2.9.

$$\ddot{x}_i = \frac{F_i}{m} + b_i \quad (2.9)$$

onde:

\ddot{x}_i são os componentes da aceleração nodal

F_i são as forças atuantes nos pontos nodais

b_i são os componentes da aceleração do corpo

m é a massa atribuída ao nó

Com as acelerações determinadas para o tempo n , as velocidades são calculadas no tempo $n + \frac{1}{2}$.

$$\dot{x}_i^{n+\frac{1}{2}} = \dot{x}_i^{n-\frac{1}{2}} + \ddot{x}_i^n \Delta t^n \quad (2.10)$$

E por fim as posições podem ser calculadas para o tempo $n+1$, ao integrar a velocidade:

$$x_i^{n+1} = x_i^n + \dot{x}_i^{n+\frac{1}{2}} \Delta t^{n+\frac{1}{2}} \quad (2.11)$$

Para garantir a estabilidade e precisão da solução, o tamanho de *step* temporal utilizado deve obedecer à condição de Courant-Friedrichs-Lewy, que estabelece que o *step* temporal deve ser limitado de forma que a perturbação não possa se estender além da menor dimensão de um elemento da malha em um único *step*. A equação 2.12 demonstra esse princípio (ANSYS, 2016).

$$\Delta t \leq f \left[\frac{h}{c} \right]_{min} \quad (2.12)$$

em que:

f é o fator de estabilidade do *step* temporal

h é a dimensão característica de um elemento

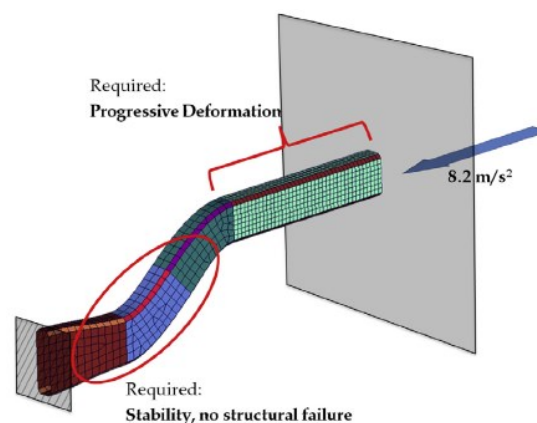
c é a velocidade do som no material

2.5 Simplificação de modelos para simulação

O alto custo computacional requerido para simulação de impactos de veículos automotivos inteiros motiva a busca por sistemas simplificados que representem os fenômenos desejados e permitam a avaliação dos componentes estruturais automotivos escolhidos.

Uma primeira aproximação utilizada é voltada para o aprimoramento de componentes individuais, em especial para análise de *crashworthiness*. Nesse tipo de modelo, o componente é fixado em uma das extremidades e uma parede rígida se move em direção à estrutura, simulando o impacto. A Figura 2.10 ilustra uma simplificação desse tipo, utilizada para a otimização de uma longarina em material compósito (HESSE, 2015).

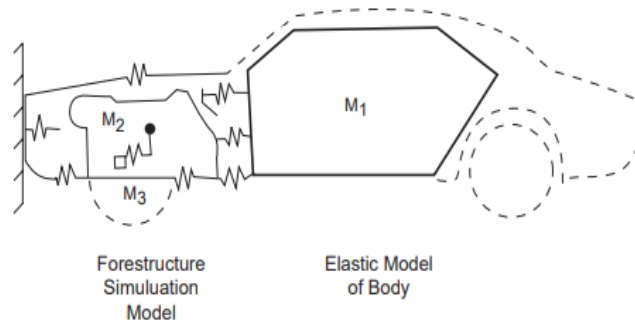
Figura 2.10 – Modelo de impacto em longarina



Fonte: Hesse (2015)

Outra abordagem de simulação numérica é a denominada *lumped mass-spring* (LMS), que consiste em empregar um sistema de massas conectadas por molas para realizar análises de colisão. O esquemático da Figura 2.11 ilustra essa simplificação da análise (FENDER; DUDDECK; ZIMMERMANN, 2014).

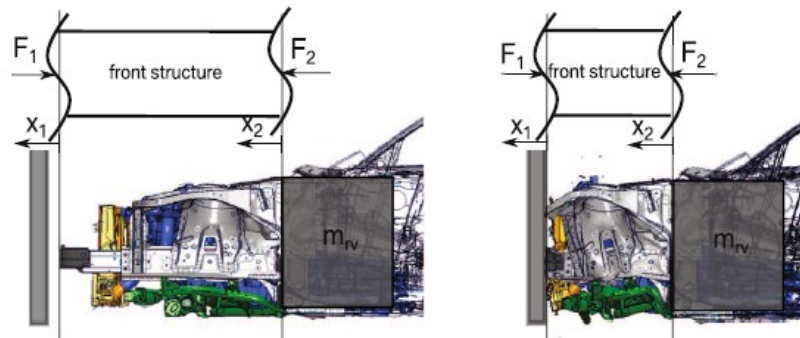
Figura 2.11 – Representação do veículo em sistemas massa-mola



Fonte: Du Bois (2004)

Na simulação de impactos frontais onde se deseja estudar o fenômeno apenas na parte frontal, também é usual que o restante do veículo seja simplificado como uma massa, a fim de que a energia cinética do mesmo seja representada, conforme exemplificado na Figura 2.12:

Figura 2.12 – Modelo simplificado



Fonte: Fender (2014)

Por fim, outra forma de simplificação é a denominada “híbrida”, na qual a estrutura em estudo é conectada a um sistema massa-mola, que irá representar o restante do veículo e permitir um comportamento dinâmico mais aproximado do real.

2.6 Incertezas em componentes automotivos

Em componentes estruturais automotivos, assim como qualquer projeto de engenharia, a presença de incertezas traz consigo um risco associado, o que pode fazer com que os mesmos não se comportem da maneira esperada.

De modo geral, os autores dividem as incertezas entre aleatórias e epistêmicas. As incertezas aleatórias são inerentes ao processo, e, portanto, não reduzíveis. Já as incertezas epistêmicas são reduzíveis, associadas à uma falta de informação, relacionada aos dados, métodos ou ao modelo. Outra divisão classifica as incertezas entre incertezas no modelo e nos parâmetros. Esta última está associada aos parâmetros utilizados no modelo numérico, como, por exemplo a geometria do componente automotivo e os parâmetros do material de que ele é feito. A incerteza no modelo está relacionada à uma diferença na abordagem escolhida para descrever o sistema e o comportamento real mesmo (CASTELLO, 2016).

As incertezas podem ser representadas através de variação aleatória partindo de um valor médio conhecido dos parâmetros. Uma das maneiras de construir um modelo estocástico para as incertezas com limites definidos é valendo-se do princípio da máxima entropia (ARAUJO; AWRUCH, 1997; SOIZE, 2011).

O princípio da máxima entropia considera que, tendo como dado as informações parciais sobre uma variável aleatória, deve-se escolher a distribuição de probabilidade que tem a máxima incerteza associada, ou seja, aquela que maximiza a entropia (KAPUR, 1989).

Tal princípio pode ser descrito por:

$$pv^{(opt)} = \arg \max_{pv \in \mathfrak{B}} S(pv) \quad (2.13)$$

Onde $pv^{(opt)}$ é a distribuição de probabilidade ótima, com:

$S(pv^{(opt)}) > S(pv)$, $\forall pv \in \mathfrak{B}$, e S é a quantidade de entropia, definida como:

$$S(pv) = - \int_{\mathfrak{C}} pv \ln(pv) dv \quad (2.14)$$

No caso particular da espessura de chapas metálicas, que são tipicamente utilizadas na indústria automotiva para os componentes estruturais da carroceria, a função que maximiza a entropia para a espessura pode ser expressa como:

$$\int_a^b p_{\text{espessura}}(x) dx = 1 \quad (2.15)$$

onde:

$$p_{\text{espessura}}(x) \geq 0 \quad \forall x \in [a, b]$$

Dessa forma, a distribuição que maximiza a entropia para a espessura é uma distribuição uniforme, dada por (SAMPAIO, LIMA, 2012):

$$p_{\text{espessura}}(x) = \mathbb{1}_{[a,b]}(x) \frac{1}{b-a} \quad (2.16)$$

onde os limites a e b definem a tolerância aceitável para a variação da espessura.

Já para o módulo de elasticidade do material constituinte das chapas metálicas, a função que maximiza a entropia pode ser expressa como:

$$\int_a^b p_E(x) dx = 1 \quad (2.17)$$

onde:

$$p_E(x) \geq 0 \quad \forall x \in [a, b]$$

Logo, com um valor nominal conhecido para o módulo de elasticidade, a função de distribuição de probabilidade que maximiza a entropia é a exponencial truncada (SAMPAIO, LIMA, 2012):

$$p(x) = \mathbb{1}_{[a,b]}(x) \exp(-\lambda_0 - \lambda_1 x) \quad (2.18)$$

onde:

$$e^{-\lambda_0} \int_a^b e^{-\lambda_1 x} dx = 1 \quad (2.19)$$

$$e^{-\lambda_0} \int_a^b x e^{-\lambda_1 x} dx = \mu \quad (2.20)$$

Em que μ é o valor nominal e λ_0 e λ_1 são os multiplicadores de Lagrange.

2.7 Método dos elementos finitos estocástico

De modo geral, análises estruturais ignoram a presença de incertezas em um sistema, valendo-se de cargas, propriedades materiais, geometria e condições de contorno com valores nominais, representadas por meio de um modelo determinístico.

O método dos elementos finitos, utilizado em análises estruturais, tradicionalmente também ignora o fator da variabilidade dos parâmetros. Logo, os resultados obtidos nesse tipo de análise podem diferir consideravelmente quando comparados aos resultados reais, uma vez que a variabilidade dos parâmetros de entrada ocasiona uma variabilidade da resposta do sistema, resultado direto da presença das incertezas inerentes a qualquer sistema real (ARAÚJO, 1997).

O modelo determinístico utilizado, muitas vezes é, portanto, insuficiente para obtenção de resultados que possam ser considerados confiáveis. Essa constatação, somada ainda à imprecisão que advém da metodologia própria associada à solução de problemas numericamente, pode ocasionar a obtenção de resultados ainda mais distantes do real. Esse é, inclusive, um ponto que tem trazido insegurança em relação às análises virtuais realizadas, já que ao serem realizados ensaios de validação, não é incomum que haja discrepâncias consideráveis entre os resultados indicados pelas análises e aqueles que foram obtidos no produto real (ARAÚJO, 1997).

Além disso, um constante aprimoramento de estruturas vem sendo buscado pelas indústrias, que visam produtos que tenham um menor custo associado, porém com maior qualidade e eficiência, além da atenção aos requisitos de segurança. Esse tópico se torna, portanto, de interesse para diversos campos da engenharia, com destaque para as aplicações nas indústrias automobilística e aeronáutica.

Desse modo, o método dos elementos finitos estocástico (*SFEM*) surge como uma abordagem interessante para incorporar as incertezas advindas dos parâmetros de entrada e quantificar as incertezas do sistema global.

De maneira geral, Stefanou (2009) estabelece que o método dos elementos finitos estocástico compreende três passos básicos: a discretização do campo estocástico, onde a representação das incertezas do sistema é realizada através da redução de um campo contínuo para um número finito de amostras; a formulação de uma matriz estocástica e por fim o cálculo

da variabilidade de resposta. Na atualidade, com o avanço da tecnologia e ganho substancial de poder de processamento, o custo computacional para análises em elementos finitos tem diminuído consideravelmente (STEFANO, 2009).

Ao longo dos últimos anos, a quantificação de incertezas em problemas da engenharia vem ganhando mais atenção, tanto no contexto acadêmico como para a indústria, sendo incorporada como uma importante questão de confiabilidade dos sistemas.

Historicamente, a influência da variabilidade na mecânica estrutural já vinha sendo estudada, mesmo através de metodologias analíticas, como é o caso do estudo realizado por Bolotin em 1965, que tratou da variação periódica de carregamentos e sua influência sobre a estabilidade estrutural.

O *SFEM* surgiu como uma alternativa para abordagem estatística de modelos. Diversos métodos estatísticos foram estudados para essa aplicação, dentre os quais se destacam o método de Monte Carlo, o método de expansão de Neumann e a técnica de perturbação (ARAÚJO, 1997).

O avanço tecnológico vem possibilitando a incorporação das incertezas nas análises de maneira mais recorrente, e a tendência é que, na mesma medida em que se tenha um aumento desse poder computacional, possam ser consideradas ainda mais incertezas aos modelos. As incertezas são, entretanto, muito numerosas e advindas das mais variadas origens, o que impossibilita que sejam todas consideradas em uma análise via *SFEM*, além de ser desnecessária a consideração de tantas incertezas.

Esse problema pode ser contornado através de análises de sensibilidade, que visam estabelecer os principais parâmetros variáveis que devem ser considerados, dada sua influência sobre a resposta do sistema.

Outro ponto importante é definir os limites aceitáveis para essa resposta, dadas limitações, requisitos de projeto ou os múltiplos objetivos definidos na análise. Tendo essas definições, e consideradas as sensibilidades de cada parâmetro de entrada, é possível então incorporar no modelo aqueles que forem de fato gerar uma variação não-desprezível na resposta do sistema.

Dada a natureza das incertezas inerentes como aleatórias, a maneira de incorporá-las de modo a considerar essa aleatoriedade é através da teoria da probabilidade, utilizando uma abordagem estatística para que de fato seja possível quantificar tais incertezas.

Dois tipos de abordagem probabilística para as incertezas são definidas por Soize (2011), sendo a paramétrica e a não-paramétrica. A abordagem paramétrica consiste em modelar os parâmetros incertos de entrada através de variáveis aleatórias, valendo-se das

informações disponíveis sobre aquele parâmetro para construir um modelo estocástico. Já na abordagem não-paramétrica, as incertezas relativas à modelagem são levadas em conta, assim, através da adição de ruído são consideradas as incertezas ao nível do operador (SOIZE, 2011).

Uma vez que se tenha em mãos o modelo determinístico do sistema e sejam determinados quais os parâmetros incertos do problema, cada uma das variáveis será então associada à uma função densidade de probabilidade, definindo, portanto, um modelo estocástico para o sistema. A partir daí deve-se escolher uma abordagem para a resposta de tal modelo. Nesse sentido, destaca-se o método de Monte Carlo, através do qual poderão ser obtidas as estatísticas para a resposta do sistema (CASTELLO, 2016).

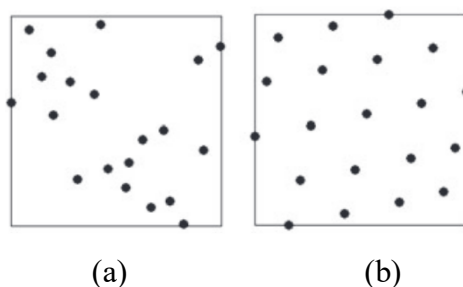
O método do Monte Carlo vem sendo amplamente utilizado nos últimos anos e baseia-se na amostragem aleatória para a representação de um modelo. A ideia por trás desse método é que sejam gerados valores aleatórios para os parâmetros de entrada que foram definidos como incertos, dentro da respectiva distribuição de probabilidade associada aos mesmos. Dessa forma, são executadas diversas simulações do modelo determinístico, porém utilizando uma variação probabilística dos parâmetros de entrada. Para cada ponto de simulação gerado, obtêm-se os resultados correspondentes, compondo um conjunto de respostas para aquele fenômeno em estudo. A partir daí pode-se obter as informações desejadas da função de probabilidade da resposta do sistema, como a média e variância (LIU; BELYTSCHKO, 1985; MANI, 1985).

O método de Monte Carlo normalmente requer a simulação de uma grande quantidade de pontos de amostragem para que os resultados sejam considerados confiáveis e seja obtida uma estimativa estável das incertezas. Esse fator faz com que o custo computacional seja dispendioso especialmente para modelos que já requerem maior tempo de simulação, como é o caso de análises de *crash* (RAJABI et al., 2014).

Muitos outros métodos baseiam-se no método de Monte Carlo, e em geral, buscam a redução desses custos computacionais do método original. Métodos mais eficientes devem buscar a redução do número de pontos de simulação necessários para atingir uma precisão, e consequentemente demandar um tempo menor de simulação. Um dos parâmetros que demonstra a eficiência de um método é o preenchimento de espaço (*Space-fillingness*), que indica o quão igualmente espaçados estão os pontos de amostra gerados considerando o espaço de amostragem (RAJABI et al., 2014; LEMAIRE, 2009).

A diferença entre dois diferentes conjuntos de pontos gerados é ilustrada pelas Figuras 2.13 (a), onde se vê uma amostragem aleatória, e 2.13 (b), que representa uma amostragem que incorpora propriedades para uma alta qualidade no preenchimento de espaço (VIANA, 2015).

Figura 2.13 – Comparação de amostras geradas



Fonte: Adaptado de Viana (2015)

Nesse sentido, destaca-se o método de amostragem por hipercubo latino (*Latin hypercube sampling – LHS*), que é classificado como uma forma mais eficiente do método de Monte Carlo original e, portanto, necessitando de menor tempo de simulação, o que é ideal para modelos de maior custo computacional como o analisado no presente estudo (RAJABI et al., 2014; LEMAIRE, 2009).

Após a geração desses pontos de amostra, o modelo determinístico é então simulado múltiplas vezes, incorporando a variabilidade dos parâmetros em cada uma das rodadas e obtendo um modelo também probabilístico para representar o sistema.

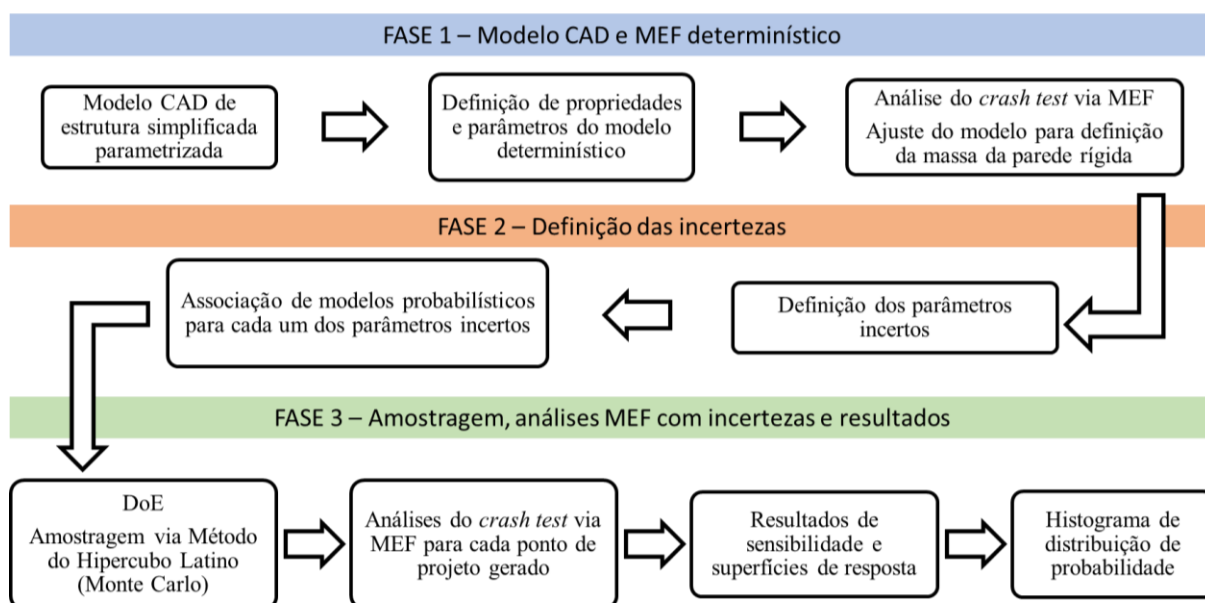
Uma vez realizadas as simulações, torna-se possível avaliar o sistema em termos de propagação de incertezas, otimização, desempenho e confiabilidade. O termo “confiabilidade” está cada vez mais presente no meio de projetos de engenharia e pode ser definido como a capacidade de um sistema de cumprir sua função em dadas condições e período de tempo. Logo, a confiabilidade descreve a probabilidade de sucesso (LEMAIRE, 2009).

Os resultados gerados também incorporam informações suficientes para realizar a avaliação da sensibilidade da resposta do sistema a cada um dos parâmetros de entrada definidos como incertos. Além disso, outra ferramenta interessante para melhor compreender os resultados é a superfície de resposta, que fornece uma expansão da correlação encontrada entre um parâmetro de entrada e a resposta do sistema, trazendo uma previsão dos pontos não simulados, que ainda estão dentro dos limites definidos. Uma superfície de resposta 3D considera ainda essa correlação para dois parâmetros de entrada, trazendo mais uma indicação clara de como a resposta reage em relação a esses parâmetros variando simultaneamente.

3 METODOLOGIA

O fluxograma da Figura 3.1 sumariza os processos estabelecidos para a execução deste trabalho, dividido em três fases. Como a primeira fase, têm-se a modelagem via CAD da subestrutura em estudo e a análise via MEF de um *crash test* simplificado a partir do modelo determinístico. Na fase dois, por sua vez, foram definidas as incertezas a serem consideradas e realizada a associação de modelos probabilísticos correspondentes. Por fim, a fase 3 incorpora a análise MEF da fase 1 às incertezas definidas na fase 2, sendo realizadas múltiplas simulações para obter os resultados finais acerca da influência das incertezas nas respostas do *crash test* em estudo.

Figura 3.1 – Fluxograma da quantificação de incertezas no *crash test*



Fonte: A autora (2022)

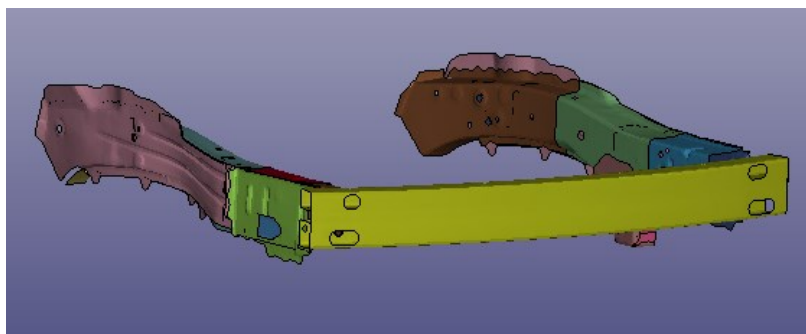
3.1 Geometria

Com o objetivo de obter dados comparativos para os resultados deste trabalho, a geometria da subestrutura em estudo foi projetada de modo que se assemelhasse a um modelo real, no entanto, fazendo as devidas simplificações para que o custo computacional das simulações não fosse elevado.

Desse modo, a geometria do conjunto formado pelas longarinas e *bumper beam* foi baseada no modelo em elementos finitos do Toyota Camry 2012, construído e validado pelo

Center for Collision Safety and Analysis (CCSA), e disponibilizado na plataforma eletrônica¹. Na Figura 3.2 é apresentado o conjunto extraído do modelo.

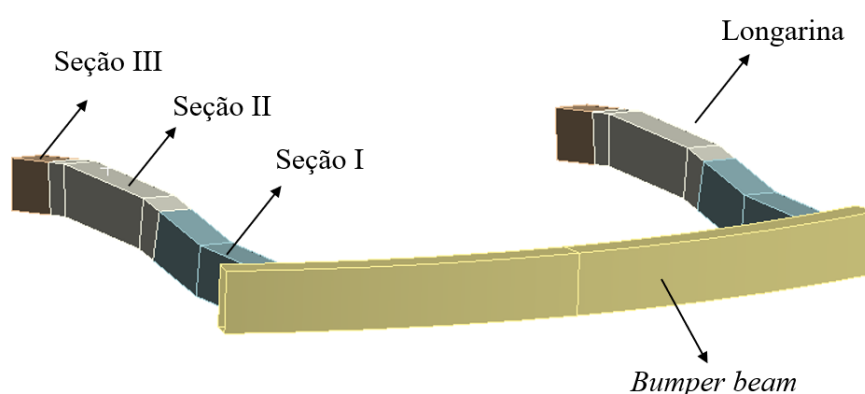
Figura 3.2 – Subestrutura do *front frame*



Fonte: Adaptado de CCSA (2012)

Um modelo simplificado foi elaborado, tendo como referência as principais dimensões da estrutura de origem. A estrutura das longarinas foi dividida em três seções retangulares, sendo atribuídas diferentes espessuras a cada uma (Figura 3.3). De acordo com uma longarina típica, a seção II possui espessura superior à da seção I, objetivando que essa estrutura não tenha um comportamento de flambagem global ao iniciar o impacto, e sim uma deformação progressiva através da flambagem local contínua ao longo da seção I.

Figura 3.3 – Geometria simplificada

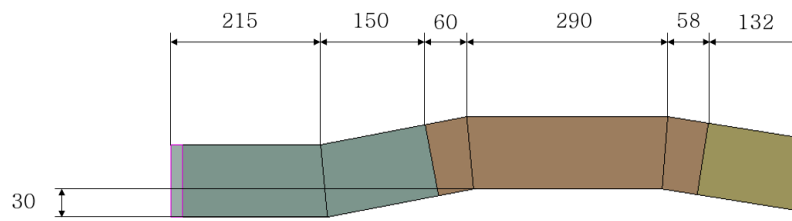


Fonte: A autora (2022)

Nas Figuras 3.4 e 3.5 são apresentadas as dimensões principais do modelo simplificado da subestrutura. Na Figura 3.6 (a) é apresentada a seção das longarinas e na Figura 3.6 (b) a seção do *bumper beam*.

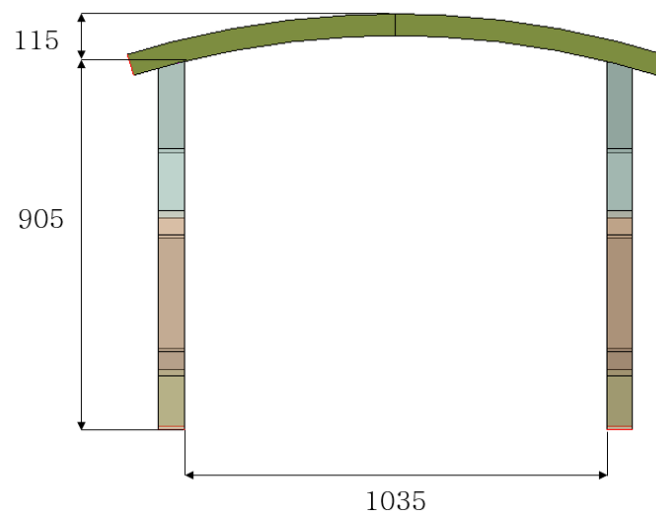
¹ CCSA. 2012 Toyota Camry Detailed Finite Element Model. Disponível em: <https://www.ccsa.gmu.edu/models/2012-toyota-camry/>. Acesso em: 12 de julho de 2020.

Figura 3.4 – Dimensões da longarina em milímetros



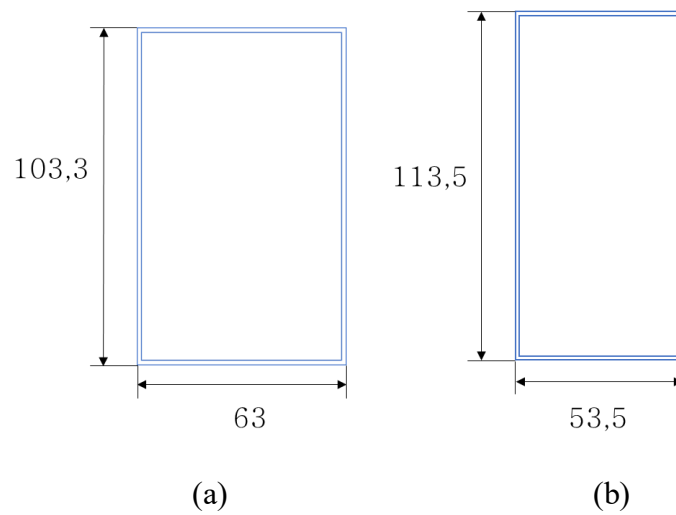
Fonte: A autora (2022)

Figura 3.5 – Dimensões da subestrutura em milímetros



Fonte: A autora (2022)

Figura 3.6 – Seção da longarina e *bumper beam*



Fonte: A autora (2022)

As espessuras de cada seção da longarina e do *bumper beam* estão descritas na Tabela 3.1:

Tabela 3.1 – Espessuras das seções da longarina empregadas na composição do modelo

Componente	Espessura (mm)
Longarina – seção I	1,8
Longarina – seção II	2,2
Longarina – seção III	1,8
<i>Bumper beam</i>	1,5

Fonte: A autora (2022)

Por meio da ferramenta *shared topology* foi possível unificar os nós entre as superfícies (seções das longarinas e *bumper beam*), de modo a obter uma única estrutura conectada.

3.2 Material

O material escolhido para a estrutura foi a liga de aço DP600, material de crescente popularização dentre os utilizados na estrutura automotiva atualmente, considerado como um aço avançado de alta resistência (AHSS – *advanced high strenght steel*), destacando-se também no quesito da otimização de peso, por meio da redução de espessuras das chapas (GHADBEIGI et al, 2013). Para representar o material, foram utilizadas as propriedades apresentadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Propriedades da liga DP600

Densidade	7900 kg/m ³
Módulo de Young (E)	207 GPa
Coefficiente de Poisson	0,3

Fonte: Adaptado de Alipour et al. (2015)

O comportamento plástico da liga DP600 foi representado segundo o modelo de Johnson-Cook, no qual a tensão de escoamento SY é dada pela equação 3.1.

$$SY = [A + B \cdot \epsilon_p^n][1 + C \cdot \ln \epsilon_p^*] [1 - T_H^m] \quad (3.1)$$

onde:

A é a tensão inicial de escoamento

B é a constante de endurecimento

C é a constante da taxa de deformação

TH é a parcela de influência da temperatura

ϵ_p é a deformação plástica efetiva

n é o expoente de endurecimento

ϵ_p^* é a taxa de deformação plástica efetiva normalizada

Os parâmetros da equação foram baseados em dados experimentais², definidos conforme a Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Parâmetros da equação de Johnson-Cook para a liga DP600

Símbolo	Valor
A	350 MPa
B	902 MPa
n	0,189
C	0,0144

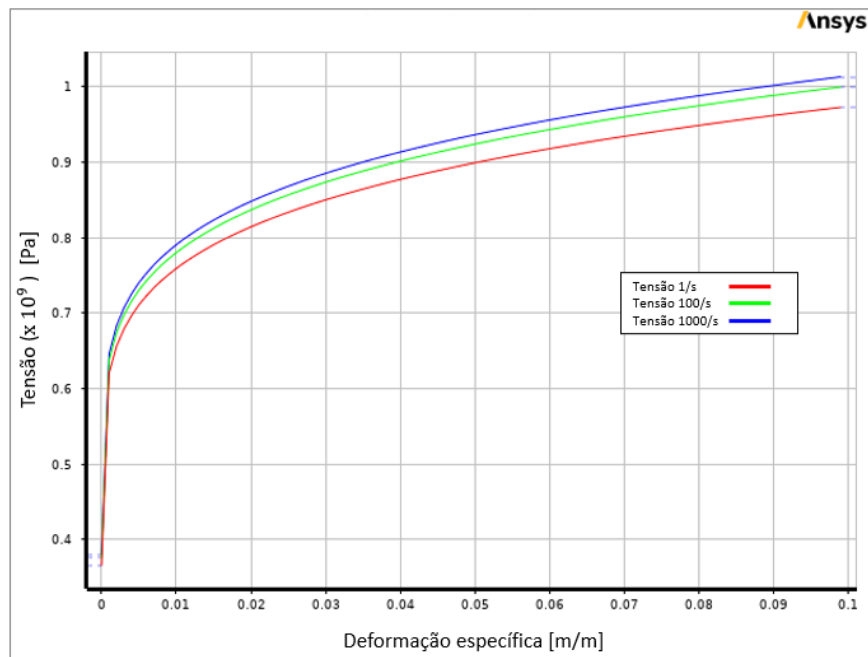
Fonte: Adaptado de Alipour et al. (2015)

A influência da temperatura foi desconsiderada para a análise, a partir da adoção de um valor muito alto para o parâmetro de temperatura de fusão.

Uma vez definidos todos os parâmetros do modelo elasto-plástico, foi possível gerar no software a representação para o comportamento do material, onde obtém-se diferentes curvas tensão-deformação para cada taxa de deformação, conforme apresentado na Figura 3.7.

² ALIPOUR, R; NEJAD, A.; IZMAN, S. **The reliability of finite element analysis results of the low impact test in predicting the energy absorption performance of thin-walled structures.** Journal of Mechanical Science and Technology. Maio de 2015.

Figura 3.7 – Gráfico de tensão-deformação para a liga DP600



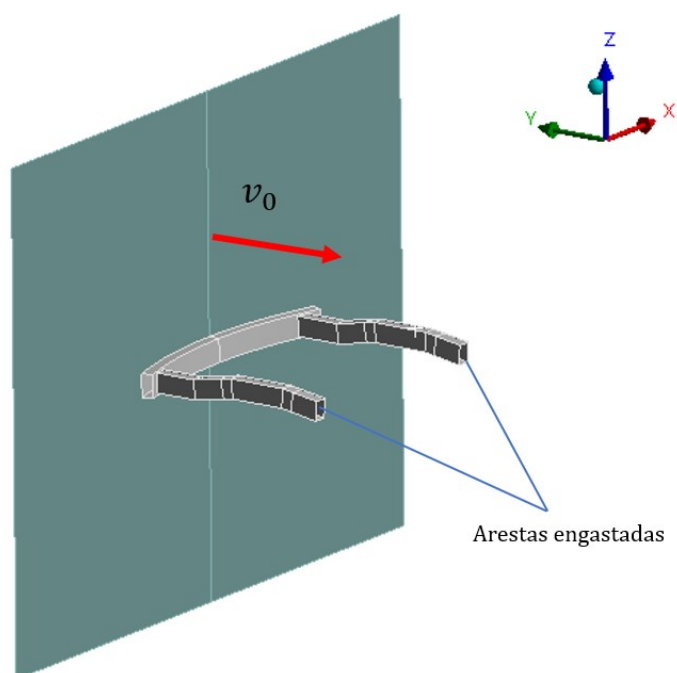
Fonte: A autora (2022)

3.3 Modelo

A construção do modelo para a análise de dinâmica explícita foi baseada em uma configuração de *crash tests* NCAP com impacto *full frontal*, onde a velocidade do veículo é de aproximadamente 56,3 km/h (35 mph) (NHTSA, 2014).

Para fins de redução do custo computacional, a abordagem de simplificação escolhida para simular o impacto frontal sobre a subestrutura em estudo foi a fixação das arestas da extremidade posterior das longarinas, por meio de restrição, representando o acoplamento entre as longarinas e carroceria. Para a parede de impacto, foi atribuída a velocidade de 56,3 km/h na direção da colisão (Y). A parede foi idealizada como uma superfície indeformável e foram adicionadas restrições de translação nas demais direções (X e Z). Essa configuração está representada na Figura 3.8.

Figura 3.8 – Modelo da simulação



Fonte: A autora (2022)

A malha foi gerada utilizando elementos de placa quadriculares, sendo também considerada a simetria para obtenção de resultados mais estáveis. Para definir o tamanho de elemento a ser utilizado na malha, foi realizada uma análise de convergência, com o objetivo de obter representatividade suficiente, sendo possível observar o impacto das incertezas, sem acarretar um custo computacional tão alto, compatível com o tempo e capacidade de processamento disponíveis.

Para a realização da análise de convergência de malha foi assinalada para a parede rígida o peso de 500 kg, com um valor inferior de energia cinética em relação ao esperado de absorção para essa estrutura durante o *crash test*, uma vez que esse parâmetro foi apenas posteriormente definido.

A translação da parede desejada no modelo foi baseada na intrusão da parede obtido em um *crash test* clássico, sendo esse valor obtido no teste físico do Camry 2012 como 650mm (CCSA, 2012). A estrutura foi posicionada de modo que ficasse bem próxima à parede, entretanto, a uma distância insignificante, de modo que não houvesse contato inicial.

Considerando a posição da estrutura em análise no veículo, foi adotado o valor de 550mm como a intrusão desejada, levando em consideração a intrusão experimental, e realizada uma análise dedicada de ajuste de modelo (*model updating*) do parâmetro de densidade da parede para obter a intrusão definida (MARES; MOTTERSHEAD; FRISWELL, 2006).

3.4 Contato

Foram definidas as interações com fricção para todos os corpos considerados no modelo, sendo que para o contato da estrutura automotiva com a parede, foram utilizados os parâmetros da Tabela 3.4 para o coeficiente de atrito.

Tabela 3.4 – Coeficiente de atrito para contato estrutura-parede

μ estático	1,0
μ dinâmico	0,3
decaimento	0,001

Fonte: Adaptado de Ulker *et al.* (2006)

A formulação do coeficiente de atrito na simulação segue a equação 3.2:

$$\mu = \mu_d + (\mu_s - \mu_d)e^{-\beta v} \quad (3.2)$$

onde:

μ_d é o coeficiente de atrito dinâmico

μ_s é o coeficiente de atrito estático

β é o coeficiente de decaimento exponencial

v é a velocidade relativa no ponto de contato

Já para o contato entre os corpos constituintes da estrutura automotiva, foram utilizados valores típicos de contato aço-aço, porém, com o mesmo valor para atrito estático e dinâmico, como forma de simplificação e para garantir maior estabilidade do modelo (LS-DYNA, 2001), conforme a Tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Coeficiente de atrito para contato da própria estrutura

μ estático	0,42
μ dinâmico	0,42
decaimento	-

Fonte: Adaptado de Avalonne *et al.* (2006)

O modo de detecção do contato escolhido baseia-se em quando a trajetória de um nó e uma face se interceptam durante um ciclo.

A formulação *penalty* definida calcula a força quando o contato é detectado, com uma força local sendo calculada para empurrar o nó de volta para a face a partir da detecção do contato, conforme a equação 3.3 (ANSYS, 2016).

$$F = 0,1 \cdot \frac{M_N M_F}{M_N + M_F} \cdot \frac{D}{\Delta t^2} \quad (3.3)$$

onde:

D é a profundidade de penetração

M é a massa efetiva do nó e da face

Δt é o *step* de tempo da simulação

A interação entre os corpos também foi configurada para tratar as superfícies como conectadas, isto é, quando o nó desliza para a aresta de uma face, a próxima face na qual o nó deve deslizar é determinada usando a conectividade da malha.

Além disso, foi definido como 1 o fator para espessura da superfície, que permite definir a que distância será identificado o contato entre os corpos, onde o fator unitário significa que a espessura será integralmente considerada na detecção do contato.

3.5 Incertezas

Considerando a variabilidade devido ao processo de fabricação da estrutura, foram identificados diversos parâmetros dimensionais da subestrutura e do material. Destes, foram escolhidos dois importantes parâmetros para a avaliação das incertezas, sendo eles:

1. espessura da seção I das longarinas
2. módulo de elasticidade do material das longarinas (DP600)

As espessuras das seções II e III foram definidas como dependentes da seção I da longarina, sendo proporcionalmente alterados de acordo com a variabilidade atribuída à espessura seção I da longarina, objetivando resultados mais estáveis para a influência da espessura.

Com as variáveis estabelecidas, o modelo probabilístico associados à espessura foi determinado segundo o princípio da máxima entropia, que consiste na escolha da distribuição de probabilidade que maximiza a entropia do sistema (SAMPAIO, LIMA, 2012).

Segundo a norma EN 10131 (EUROPEAN STANDARD, 2006), a tolerância de variação para espessuras de chapas metálicas similares às da seção I da longarina é de $\pm 0,14\text{mm}$.

Para o parâmetro do módulo de elasticidade do material da longarina (DP600) também foi atribuída a função de distribuição de probabilidade uniforme, com variabilidade arbitrada como 5% do valor nominal.

3.6 Análise de incertezas

Uma vez definidos os parâmetros de entrada e sua distribuição, foram estabelecidos também os parâmetros de saída a serem estudados: a intrusão da parede, a absorção energética específica (*SEA*) e a deformação plástica específica média.

Foi então utilizando o método de amostragem LHS (*Latin Hypercube Sampling*) para gerar os pontos de projeto (DoE) e, em seguida, gerar as superfícies de resposta, utilizando os valores obtidos no DoE.

A qualidade da superfície gerada pôde ser avaliada através da correlação entre os valores previstos pela curva e obtidos nas simulações. Nesse sentido, o coeficiente de determinação da superfície de resposta serve como medida de ajuste do modelo, sendo calculado através da equação 3.4. Quanto mais próximo de 1, mais bem ajustada é a superfície (ANSYS, 2022).

$$1 - \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y}_i)^2} \quad (3.4)$$

sendo:

y_i o valor do parâmetro de saída para o i -ésimo ponto de amostra

\hat{y}_i o valor do modelo de regressão para o i -ésimo ponto de amostra

\bar{y}_i a média aritmética dos valores de y_i

N o número de pontos de amostra

Foram gerados os gráficos de sensibilidade local dos parâmetros, calculada por meio da equação 3.5, além da distribuição de probabilidade para a resposta de intrusão da parede.

$$\text{sensibilidade} = \frac{\max(\text{resposta}) - \min(\text{resposta})}{\max(\text{parâmetro}) - \min(\text{parâmetro})} \quad (3.5)$$

3.7 Análise dos Resultados

Para analisar a qualidade da simulação por meio dos resultados do modelo determinístico, foram observados os gráficos de energia obtidos, considerando-se a conservação da energia, a física esperada para o fenômeno em estudo e o erro associado calculado.

A energia total é calculada pelo software através da equação 3.6.

$$E_{total} = E_{cinética} + E_{interna} + E_{hourglass} \quad (3.6)$$

Sendo o erro de energia calculado conforme a equação 3.7.

$$Erro\ de\ energia = \frac{|Energia - Energia\ de\ referência - Trabalho\ realizado|}{\max(|Energia|, |Energia\ de\ referência|, |Energia\ cinética|)} \quad (3.7)$$

A energia devido ao *hourglass* é esperada, uma vez que esse modelo utiliza elementos de placa, sendo esse um modo de distorção do elemento que não gera deformação específica. Essa energia deve, portanto, ser observada e, como medida de qualidade da análise, não deve ultrapassar 10% da energia total do sistema (LS-DYNA, 2022).

Para a análise em questão, o corpo em movimento é a parede rígida, que tem a energia cinética dada por:

$$E_c = \frac{1}{2} m_{parede} v_{colisão}^2 \quad (3.8)$$

Onde:

$$m_{parede} = 824\text{ kg}$$

$$v_{colisão} = 15,6464\text{ m/s (35mph)}$$

Logo, tem-se que:

$$E_c = 100,86\text{ kJ}$$

Para realizar a avaliação dos resultados obtidos considerando todas as simulações, os histogramas e gráficos de dispersão dos parâmetros gerados pelo programa foram observados, permitindo mensurar o efeito de cada incerteza na resposta final do sistema, a partir da comparação dos valores obtidos para o cenário estocástico e os obtidos no modelo determinístico.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

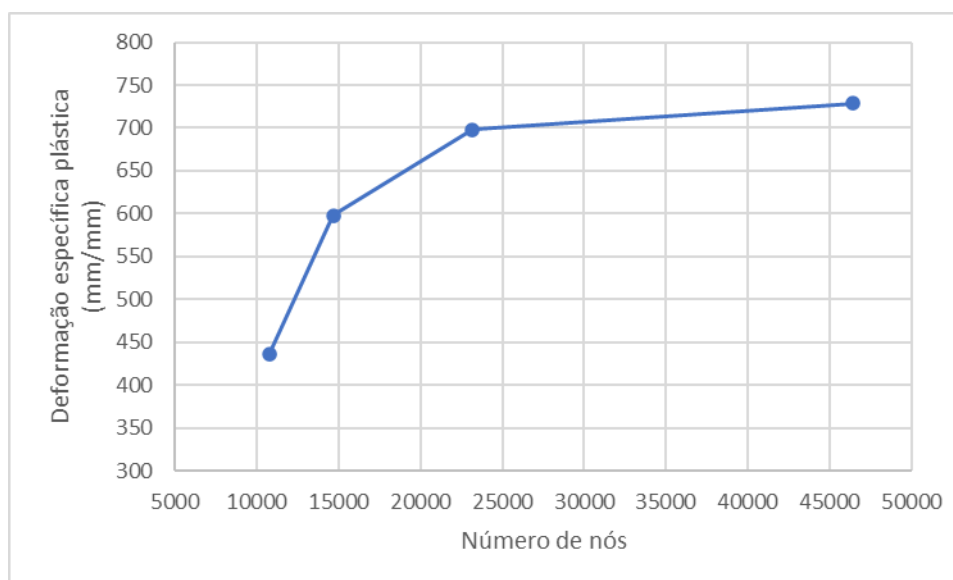
A análise de convergência de malha foi realizada para definir o tamanho médio de elementos a ser utilizado nas simulações. A medida de deformação específica plástica foi utilizada como parâmetro para avaliar a convergência da malha, onde os valores de erro relativo estão apresentados na Tabela 4.1 e o gráfico de convergência na Figura 4.1.

Tabela 4.1 – Erro relativo para cada tamanho de elemento

Tamanho de elemento (mm)	Número de nós	Deformação específica plástica (mm/mm)	Erro relativo (%)
12,5	10742	436	27%
10,0	14671	598	14,3%
7,5	23186	698	4,2%
5,0	46456	729	-

Fonte: A autora (2022)

Figura 4.1 – Convergência de Malha



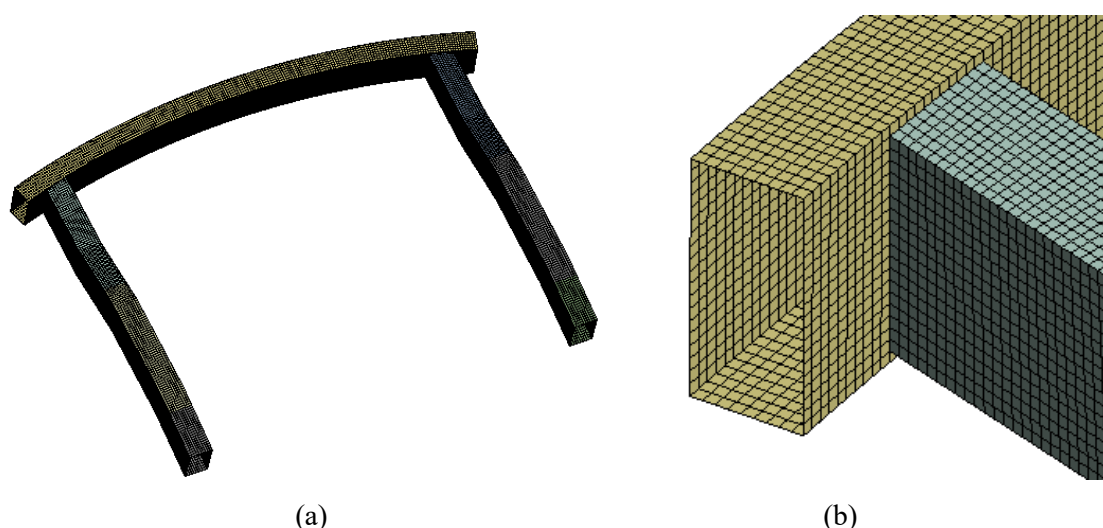
Fonte: A autora (2022)

Observa-se que para o tamanho de elemento de 7,5 mm obtém-se erro relativo de 4,4%, comparado ao modelo mais refinado, de 5mm. Levando em conta o custo computacional, esse

tamanho de elemento já seria adequado, mas, visando obter resultados ainda melhores, foi definido o tamanho de elemento 6,5mm, que ainda possibilitou custo computacional viável.

A Figura 4.2 (a) ilustra a malha gerada para o conjunto das longarinas e *bumper beam*. Na figura 4.2 (b) consegue-se visualizar em detalhe os elementos na interface dos dois componentes. Uma boa prática adotada para a geração da malha foi a de simetria para ambos os lados da estrutura, visando obter um comportamento mais estável e representativo.

Figura 4.2 – Malha da subestrutura e detalhe



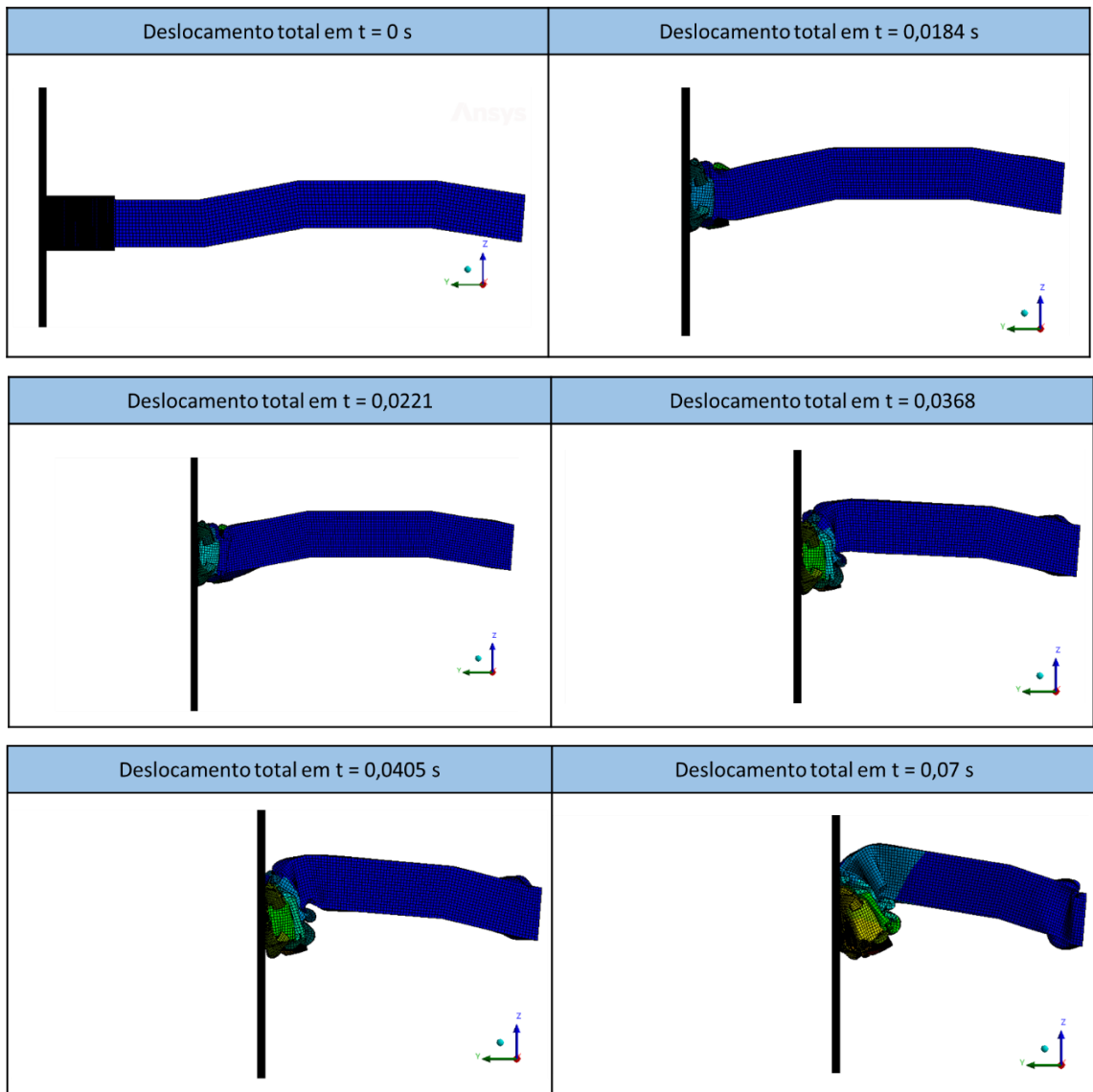
Fonte: A autora (2022)

Através da análise de otimização, foi definida a massa da parede, equivalente a 824 kg, chegando a um valor de 540mm de intrusão da parede na estrutura, considerado aceitável para representar o fenômeno. Considerando a massa do Camry 2012, de 1452 kg, a absorção energética da estrutura em análise corresponde a de cerca de 57% de toda a energia em uma colisão do carro real, valor muito próximo ao tipicamente observado em um *crash test*.

Uma primeira simulação foi executada para o modelo determinístico, com os valores médios estabelecidos para cada um dos parâmetros, e analisada mais detalhadamente, inicialmente com duração de 0,08 segundo. Foi observado que o impacto é finalizado pouco antes do tempo de 0,065 segundo, assim, foi reduzido o tempo de término da simulação para 0,07 segundo, de modo a manter uma margem para desvios de duração do fenômeno, porém possibilitando mais rapidez para as simulações.

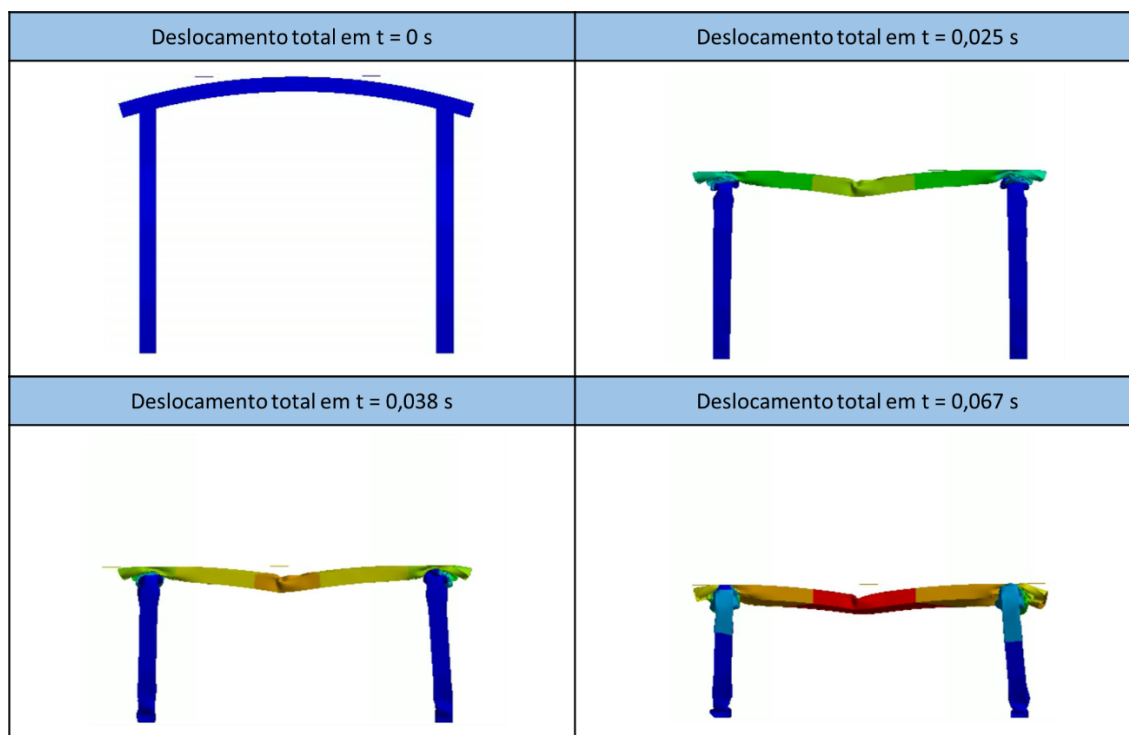
As Figuras 4.3 e 4.4 ilustram o comportamento do sistema ao longo do tempo, para essa primeira análise, com os valores médios.

Figura 4.3 – Comportamento da subestrutura ao longo do impacto – vista lateral



Fonte: A autora (2022)

Figura 4.4 – Comportamento da subestrutura ao longo do impacto – vista superior

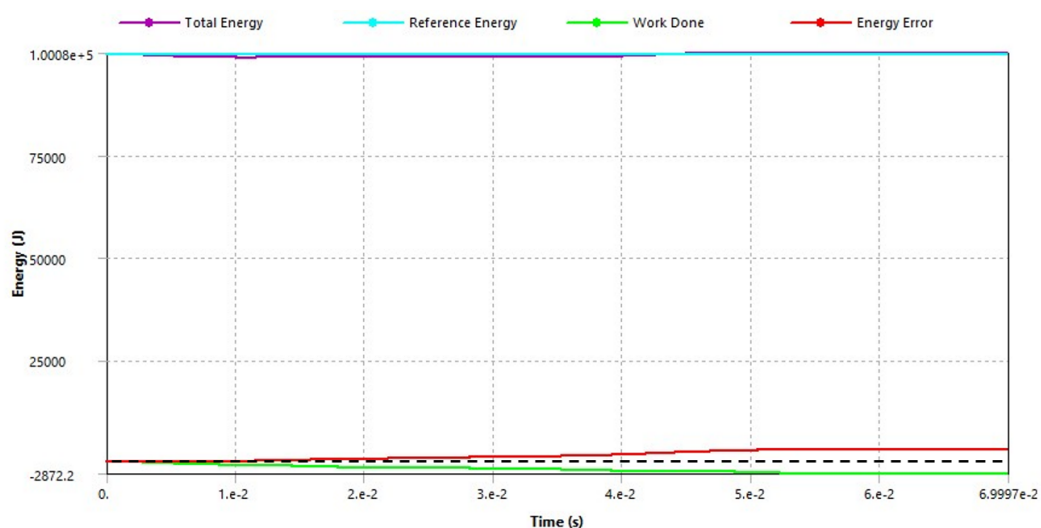


Fonte: A autora (2022)

O comportamento obtido seguiu de acordo com o esperado, uma vez que a seção I das longarinas é continuamente deformada através da flambagem local conforme a barreira se desloca e apenas ao atingir a seção II ocorre a flambagem global das longarinas.

Para controle da qualidade da análise, foram obtidos os gráficos de energia total do sistema, trabalho e erro de energia ao longo do tempo, conforme a Figura 4.5.

Figura 4.5 – Gráfico de energia



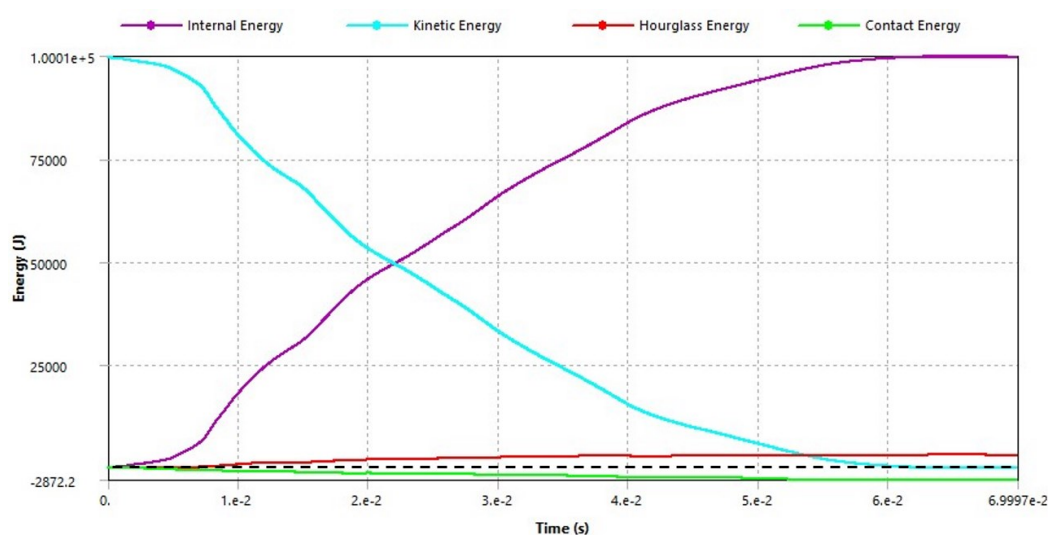
Fonte: A autora (2022)

A curva em roxo representa a energia total do sistema e a curva em azul refere-se à energia de referência, dada pela energia inicial do sistema, sendo, portanto, observada a conservação da energia do sistema para a análise realizada. A curva em verde é referente ao trabalho realizado e a em vermelho é o erro energético da simulação.

Na presente análise, a energia de *hourglass* obteve valor correspondente a cerca de 3,2% da energia total, sendo, portanto, considerada aceitável (LS-DYNA, 2022).

O gráfico da Figura 4.6 apresenta as parcelas constituintes da energia total através dos valores de energia interna, cinética, *hourglass* e de contato ao longo do tempo.

Figura 4.6 – Sumário de energias

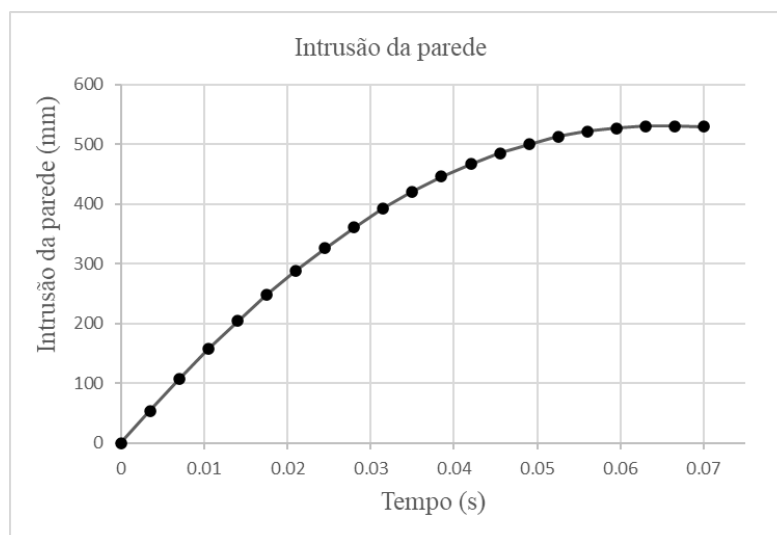


Fonte: A autora (2022)

O comportamento obtido corresponde ao típico observado em uma análise de *crash test*, onde tem-se a energia total em $t = 0$ inteiramente definida pela energia cinética do corpo em movimento, e, após iniciada a colisão, a contínua conversão dessa energia em energia interna, que se deve à deformação da subestrutura automotiva.

A Figura 4.7 apresenta o comportamento de intrusão da parede ao longo do tempo durante o fenômeno do *crash test*, onde, por sua vez, a parede tem uma intrusão inicialmente aproximado ao linear, e em seguida decaindo mais abruptamente.

Figura 4.7 – Intrusão da parede ao longo do tempo



Fonte: A autora (2022)

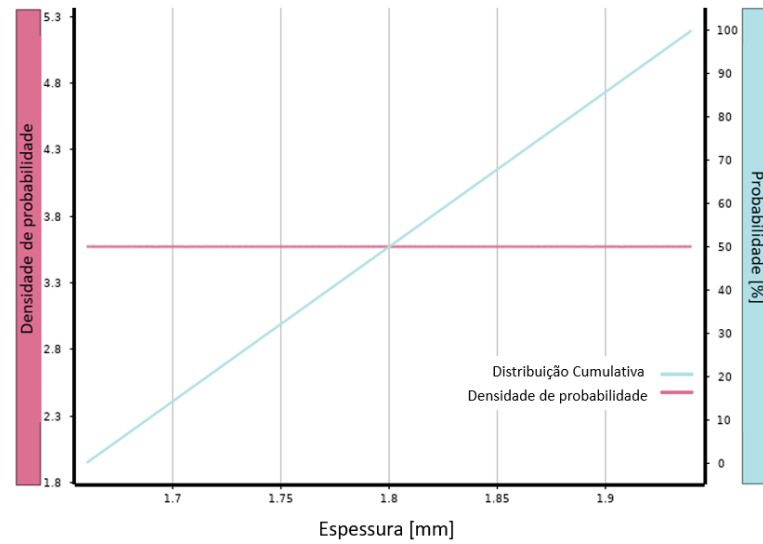
Para gerar os pontos de projeto, foi utilizado o método LHS (*latin hypercube sampling*), onde o tipo de distribuição de probabilidade foi escolhido como uniforme, sendo então delimitados os limites inferior e superior para as espessuras e módulo de elasticidade do DP600, conforme as Tabelas 4.2 e 4.3. A distribuição de probabilidade para esses parâmetros está apresentada nas Figuras 4.8 e 4.9.

Tabela 4.2 - Valores limites para a espessura da longarina

Valores	SI e SIII (mm)	SII (mm)
Limite inferior	1,66	2,06
Valor médio	1,8	2,22
Limite superior	1,94	2,34

Fonte: A autora (2022)

Figura 4.8 – Distribuição de probabilidade para a espessura



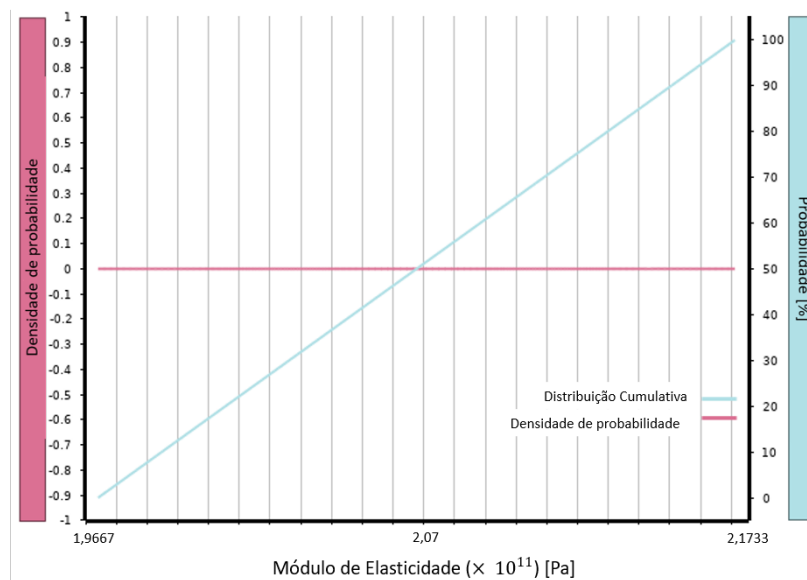
Fonte: A autora (2022)

Tabela 4.3 - Valores limites para o módulo de elasticidade

Limite inferior	196,65 GPa
Valor médio	207,00 GPa
Limite superior	217,35 GPa

Fonte: A autora (2022)

Figura 4.9 – Distribuição de probabilidade para o módulo de elasticidade



Fonte: A autora (2022)

A amostragem com o método do hipercubo latino gerou quinze pontos de projeto a serem simulados, conforme a Tabela 4.4.

Tabela 4.4 - Pontos de projeto

Nº	Módulo de elasticidade (GPa)	Espessura SI da longarina (mm)
1	204,70	1,7069
2	211,59	1,7690
3	197,82	1,6758
4	209,30	1,8000
5	200,11	1,8931
6	216,18	1,7379
7	207,00	1,9242
8	213,89	1,8621
9	202,41	1,8310

Fonte: A autora (2022)

Foram então executadas todas as simulações programadas no *Design of Experiments* e obtidos os resultados para os parâmetros de saída escolhidos (intrusão da parede, deformação específica plástica média e *SEA*). A Tabela 4.5 apresenta os resultados obtidos para o parâmetro de intrusão da parede, além da massa da subestrutura.

Tabela 4.5 – Resultado dos pontos de projeto

Nº	Módulo de Elasticidade (GPa)	Espessura SI e SIII (mm)	Espessura SII da longarina (mm)	Intrusão da parede (mm)	Variação da intrusão	Massa (kg)
1	204,70	1,7069	2,1069	604,4	11.9%	13,818
2	211,59	1,7690	2,1690	545,5	1.0%	14,102
3	197,82	1,6758	2,0758	624,9	15.7%	13,676
4	209,30	1,8000	2,2000	539,6	-0.1%	14,244
5	200,11	1,8931	2,2931	514,7	-4.7%	14,669

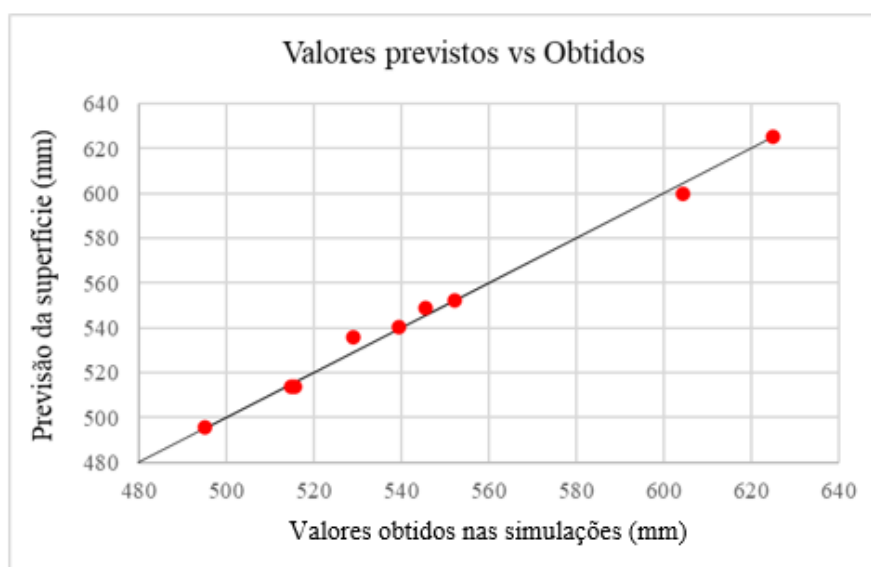
6	216,18	1,7379	2,1379	552,2	2.3%	13,960
7	207,00	1,9242	2,3242	495,0	-8.3%	14,811
8	213,89	1,8621	2,2621	515,7	-4.5%	14,527
9	202,41	1,8310	2,2310	528,9	-2.1%	14,385

Fonte: A autora (2022)

Observa-se que a intrusão da parede variou em até 15,7% acima e 8,3% abaixo nos pontos simulados em relação ao valor obtido com o modelo determinístico (540mm). A massa da subestrutura, diretamente afetada pela alteração da espessura das longarinas, obteve variação de até 0,568 kg considerando a maior e menor massa obtida nos pontos, sendo a massa original de 14,24 kg, logo, a variação de massa da subestrutura chegou a 4%.

Em seguida, foi possível gerar a superfície de resposta que melhor se adequava aos pontos calculados. A Figura 4.10 ilustra os valores previstos pela superfície obtida comparados aos valores dos pontos experimentais das simulações.

Figura 4.10 – Correlação de pontos obtidos e previstos para intrusão da parede

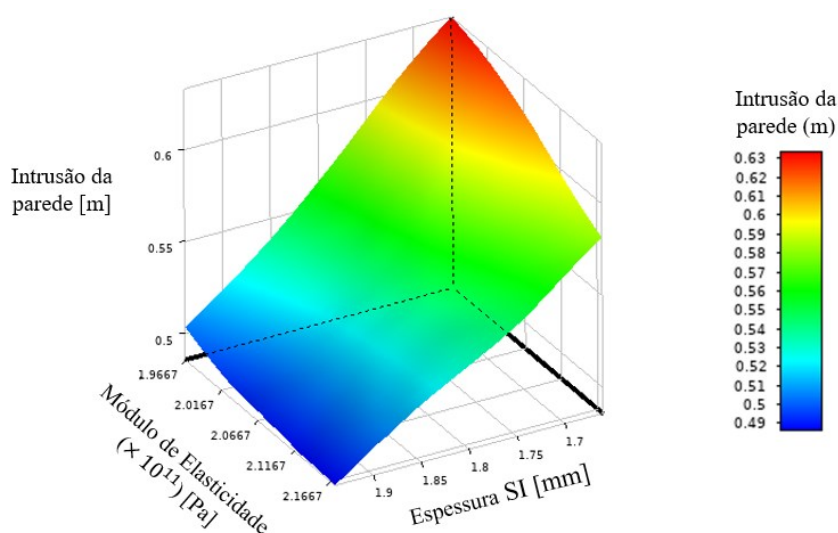


Fonte: A autora (2022)

Observa-se que a superfície de resposta consegue ajustar-se bem em relação aos pontos de projeto analisados, onde o pior ponto da correlação obteve diferença de 1,3% entre a intrusão prevista e a observada na simulação.

A superfície de resposta tridimensional permite avaliar como variações em dois parâmetros de entrada afetam as respostas dos parâmetros de saída definidos previamente. A Figura 4.11 apresenta a superfície de resposta da intrusão máxima da parede, considerando as incertezas da espessura SI e do módulo de elasticidade.

Figura 4.11 – Superfície de resposta 3D para a intrusão da parede



Fonte: A autora (2022)

Como parâmetro de qualidade da superfície de resposta, foi obtido o coeficiente de determinação (R^2), apresentado na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Coeficiente de determinação da superfície de resposta

Superfície de Resposta	R^2
Intrusão da parede	0.99386

Fonte: A autora (2022)

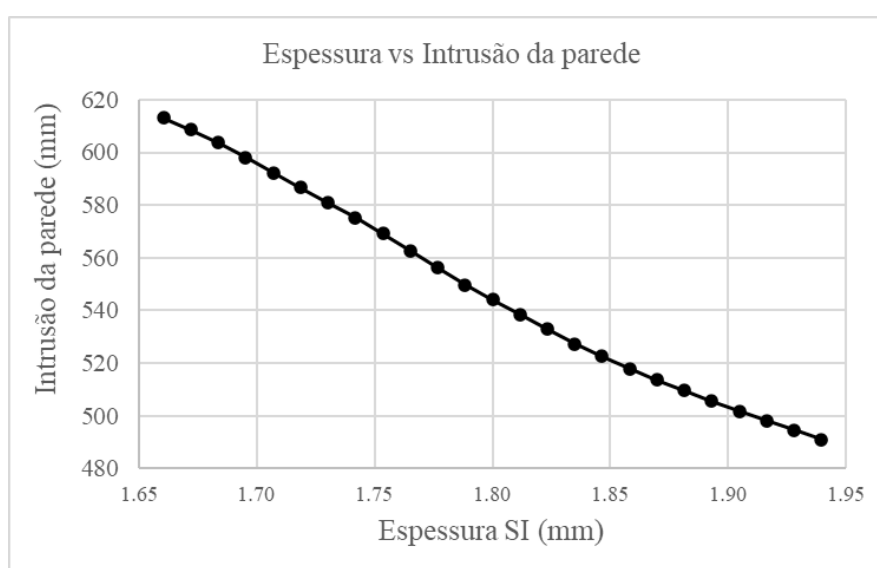
O gráfico apresenta no eixo X os valores de módulo de elasticidade, de acordo com os limites definidos previamente, e no eixo Y os valores de espessura da seção I das longarinas. No eixo Z está a resposta de intrusão da parede, que corresponde à penetração da parede no veículo. Pela superfície podemos verificar que a máxima intrusão da parede ocorrerá quando

tanto a espessura como o módulo de elasticidade estiverem nos limites inferiores, ocorrendo a mínima intrusão quando ambos estiverem em seus limites superiores.

Outra observação que pode ser verificada é a maior influência da espessura sobre a intrusão da parede. As variações devido ao módulo de elasticidade demonstram ser pequenas comparadas às devido à espessura. Isso pode ser melhor visualizado através dos gráficos de resposta com um dos parâmetros fixados em determinado valor.

Mantendo constante o valor médio do módulo de elasticidade (207 GPa), obtemos a superfície de resposta de intrusão da parede para a variação apenas da espessura das longarinas, conforme a Figura 4.12.

Figura 4.12 – Superfície de resposta 2D para a espessura SI



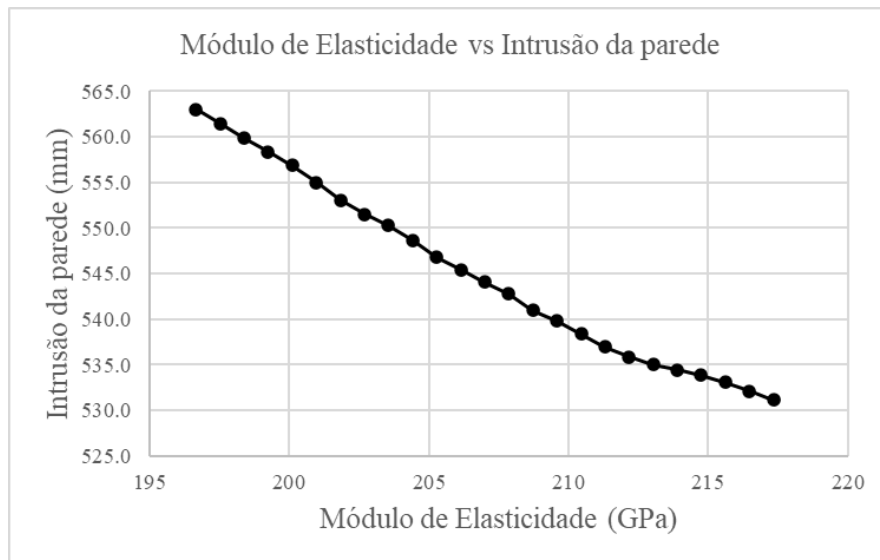
Fonte: A autora (2022)

Logo, observa-se que para um valor médio do módulo de elasticidade, apenas variando a espessura é possível atingir o valor mínimo de 491mm e o máximo de 613mm, o que equivale a uma diferença de 122mm, demonstrando a sensibilidade da intrusão da parede em relação a esse parâmetro.

Tendo como base o valor inferido de intrusão com os parâmetros médios e os extremos obtidos no gráfico gerado, a intrusão chega a uma variação de 12,7% de aumento.

Para a variação do módulo de elasticidade, fixando o valor médio da espessura da seção I, obtêm-se o gráfico da Figura 4.13.

Figura 4.13 – Superfície de resposta 2D para o módulo de elasticidade

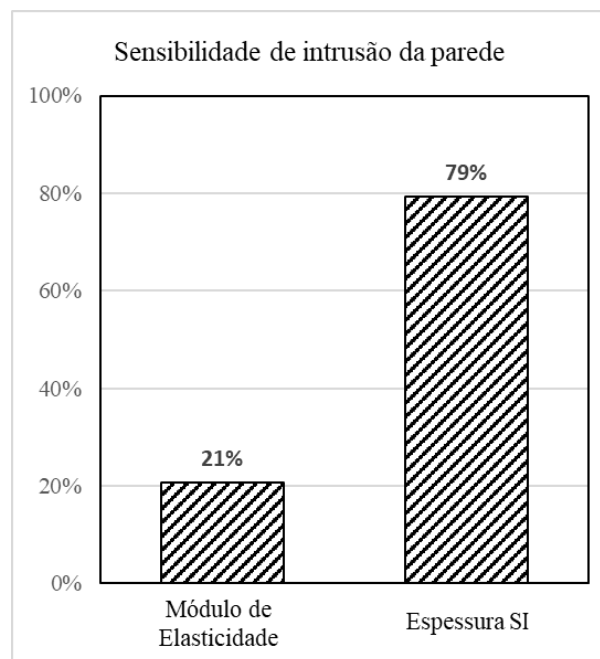


Fonte: A autora (2022)

Assim, através dessa variação do módulo de elasticidade, a intrusão da parede é prevista de 531 a 563mm, ou seja, 32mm de variação com a espessura das longarinas fixas. Em relação ao valor médio calculado, a intrusão da parede chega um aumento de 3,5%.

A menor influência do módulo de elasticidade também fica evidente através do gráfico de sensibilidade apresentado na Figura 4.14. A sensibilidade local quantifica a influência de cada parâmetro variável de entrada sobre a resposta definida, no caso, a intrusão da parede:

Figura 4.14 – Sensibilidade local da intrusão da parede

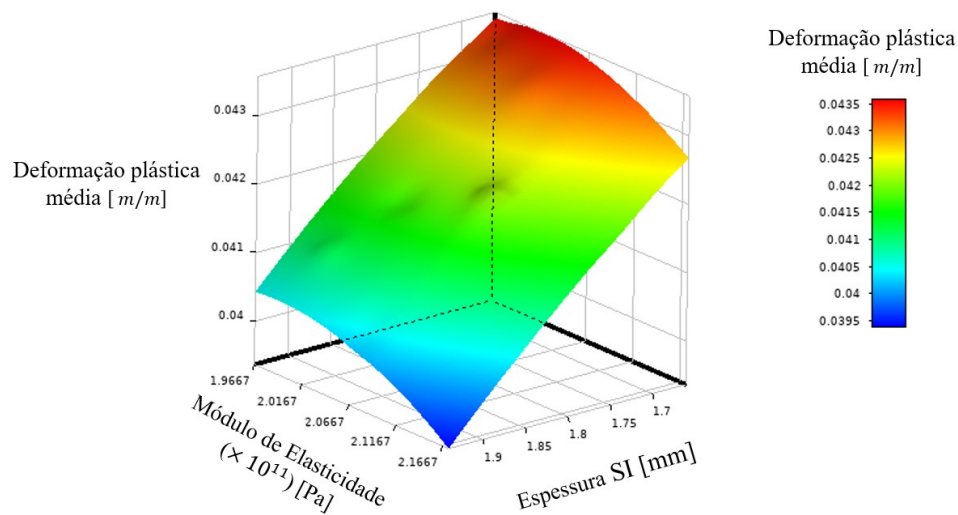


Fonte: A autora (2022)

Dessa forma, a variação da espessura tem uma influência de cerca de 79,27% sobre a resposta de intrusão da parede, enquanto o módulo de elasticidade influencia em 20,73%.

Para melhor compreender o impacto da variabilidade sobre o *crash test*, duas outras superfícies de resposta tridimensionais foram geradas, considerando agora a resposta de deformação específica plástica média da estrutura na Figura 4.15 e a resposta de energia específica absorvida (*SEA*) evidenciada na Figura 4.16.

Figura 4.15 – Superfície de resposta de deformação plástica



Fonte: A autora (2022)

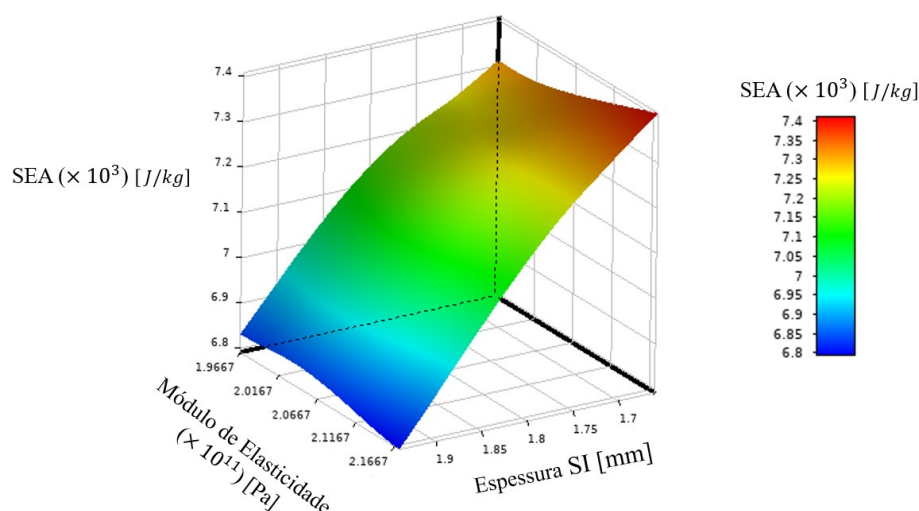
O coeficiente de determinação calculado para essa superfície é apresentado na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Coeficiente de determinação da superfície de resposta

Superfície de Resposta	R ²
Deformação plástica média	0.99524

Fonte: A autora (2022)

Figura 4.16 – Superfície de resposta de energia específica absorvida



Fonte: A autora (2022)

A qualidade dessa superfície de resposta derivada pode ser evidenciada através dos coeficientes de determinação das superfícies da massa da subestrutura e da energia absorvida, conforme apresentado na Tabela 4.8.

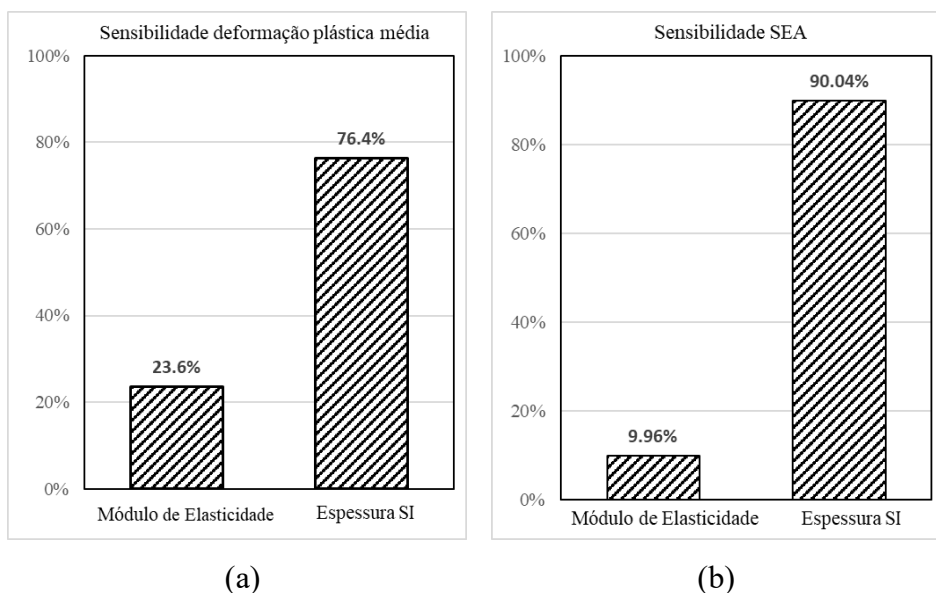
Tabela 4.8 – Coeficiente de determinação das superfícies de resposta

Superfície de Resposta	R^2
Massa da subestrutura	1
Energia absorvida	0.9988

Fonte: A autora (2022)

A superfície de resposta da deformação plástica média evidencia o comportamento esperado, da maior deformação da estrutura ser obtida com a menor espessura e o menor módulo de elasticidade, uma vez que se tem menos rigidez, enquanto a menor deformação plástica foi obtida com os limites superiores desses parâmetros.

Os gráficos de sensibilidade da Figura 4.17 evidenciam que a maior influência sobre a deformação plástica da estrutura deve-se à variação da espessura, assim como da energia específica absorvida:

Figura 4.17 – Sensibilidade da deformação específica plástica média e *SEA*

Fonte: A autora (2022)

Os valores obtidos foram de 76,4% de sensibilidade da deformação plástica em relação à espessura e 23,6% em relação ao módulo de elasticidade. Esse resultado corrobora com o obtido para a sensibilidade da intrusão da parede, logo, a relação entre esses dois parâmetros de respostas também fica evidente nessa análise, sendo que analiticamente o que se espera também é que uma estrutura menos rígida venha a deformar-se mais, e conseqüentemente, a parede tem maior intrusão para que a mesma quantidade de energia seja absorvida.

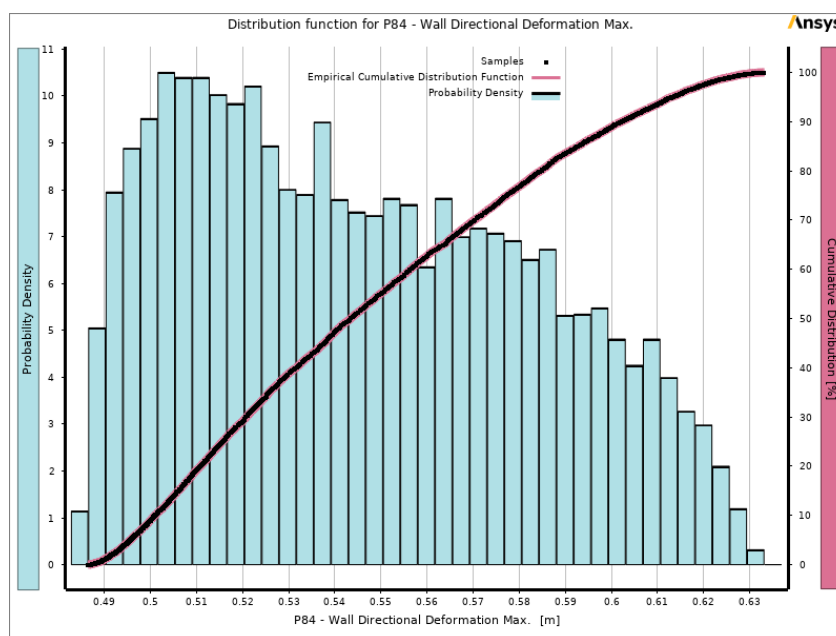
Já para a energia específica absorvida, a influência da espessura das longarinas dá-se de modo que, para menores valores de espessura foi obtida maior razão entre a absorção energética pela massa total da estrutura. A influência da variabilidade do módulo de elasticidade, entretanto, não se mostra contínua ao longo da superfície, porém observa-se que sua influência é menor que a da espessura. A energia absorvida é esperada como constante para essa análise, dado que a mesma quantidade de energia deve ser absorvida pela estrutura. Desse modo, espera-se que o módulo de elasticidade não tenha um impacto para essa análise especificamente, diferentemente de uma análise típica de *SEA*. Através da espessura, entretanto, varia-se a massa, o que ocasiona a variação da energia específica absorvida.

Para obter constatações mais claras, pequenas variações na superfície de resposta serão desconsideradas, uma vez que se trata de uma simulação sensível e com erros associados inerentes, logo, nesta análise foi evidenciado o comportamento global das incertezas sobre a resposta de energia específica absorvida.

A espessura das longarinas apresentou influência de 90,04% sobre a energia específica absorvida, contra 9,96% do módulo de elasticidade.

Por fim, foi possível também obter a distribuição de probabilidade para a intrusão da parede, conforme a Figura 4.18:

Figura 4.18 – Distribuição de probabilidade para intrusão da parede



Fonte: A autora (2022)

A distribuição de probabilidade para uma dada resposta do sistema fornece informações importantes sobre os limites que podem ser obtidos para essa resposta dada a variabilidade de determinados parâmetros anteriormente considerados, além de possibilitar a análise da estrutura em termos de confiabilidade.

Segundo o histograma gerado, a resposta de intrusão da parede pode variar entre os limites de 486mm a 633mm, o que representa uma diferença de, respectivamente, 10% e 17,2% em relação ao modelo determinístico. Considerando o comprimento da subestrutura de 1,02m, o percentual longitudinal deformado da estrutura tem projeção de 47% a 62%.

Também é possível notar probabilidade relativamente alta para valores próximos aos limites inferior e superior, o que demonstra um comportamento não muito adequado do ponto de vista da confiabilidade. Apesar disso, como critério de segurança automotiva, a maior intrusão prevista ainda se mantém distante do que seria considerado uma falha grave: penetração da parede suficiente para atingir o compartimento dos ocupantes.

5 CONCLUSÕES

Considerando as incertezas associadas a esses dois importantes parâmetros da subestrutura, foram obtidas diferenças significativas na resposta do sistema. Na projeção de situações mais críticas, com os valores limites inferiores de espessura e módulo de elasticidade, deve gerar um acréscimo de cerca de 17,2% na intrusão máxima obtida.

A intrusão da parede mostrou-se como um parâmetro estável e representativo o suficiente para demonstrar a mudança do comportamento estrutural do conjunto estudado, porém, estudos mais avançados que incluam outros parâmetros de segurança fazem-se necessários para uma avaliação mais conclusiva, como o pulso de desaceleração.

Os resultados obtidos demonstraram que mesmo com variações comumente tidas como desprezíveis e variabilidade de apenas dois parâmetros de entrada, a resposta do sistema pode variar drasticamente ou fazer com que o comportamento desejado seja comprometido. Isso ocorre ainda mais drasticamente quando se tem múltiplos parâmetros incertos, o que agrega mais complexidade ao projeto.

O estudo se mostra relevante para definição das precisões necessárias no projeto e análise do sistema em termos de confiabilidade, ou seja, a probabilidade de a estrutura cumprir os critérios definidos.

6 REFERÊNCIAS

- ALIPOUR, R; NEJAD, A.; IZMAN, S. **The reliability of finite element analysis results of the low impact test in predicting the energy absorption performance of thin-walled structures.** Journal of Mechanical Science and Technology, v. 25, p. 2035-2045, 2015.
- AMBATI, T.; SRINKANTH, L.; PENDYALA, V. **Simulation of Vehicular Frontal Crash-Test.** International Journal of Applied Research in Mechanical Engineering (IJARME), v. 2, p. 37-42, 2012.
- ANSYS, Inc. **ANSYS DesignXplorer User's Guide.** Canonsburg, PA – United States. Julho de 2022.
- ANSYS, Inc. **ANSYS Explicit Dynamics Analysis Guide.** Canonsburg, PA – United States. 2016.
- ARAUJO, J.M.; AWRUCH, A.M. **On Stochastic Finite Elements for Structural Analysis.** Computers & Structures, Vol. 52, No 3, pp 461-469, 1997.
- ASANDINIA, N.; KHALKHALI, A.; SARANJAM, M. **Sensitivity analysis and optimization for occupant safety in automotive frontal crash test.** Latin American Journal of Solids and Structures. v. 15. 2018.
- AVALONNE, E.; BAUMEISTER, T.; SADEGH, A. **Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers.** McGraw-Hill Professional Publishing. 11a edição. 2006.
- BATHE, K. **Finite Element Procedures.** 2a Edição. Klaus-Jurgen Bathe, 2014.
- BELYTSCHKO, T.; LIU, W.; MORAN, B. **Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures.** 2a Edição. John Wiley & Sons, Ltd. 2014.
- BLONDEEL, P.; ROBBE, P.; VAN HOORICKX, C.; LOMBAERT, G.; VANDEWALLE, S. **Multilevel Monte Carlo for uncertainty quantification in structural engineering.** Comput. Struct. 2018.
- CASTELLO, D.; RITTO, T. **Quantificação de incertezas e estimação de parâmetros em dinâmica estrutural: Uma introdução a partir de exemplos computacionais.** São Carlos, SP. SBMAC, 2015, 96 p. Notas em Matemática Aplicada; v. 81.
- CCSA. **2012 Toyota Camry Detailed Finite Element Model.** Disponível em: <https://www.ccsa.gmu.edu/models/2012-toyota-camry/>. Acesso em: 12 de julho de 2020.
- CCSA. **Development & Validation of a Finite Element Model for the 2012 Toyota Camry Passenger Sedan.** Tech Summary. George Mason University, Centre for Collision Safety Analysis (CCSA), 2016.
- COOK, Robert D.; MAKUS, David S.; PLESHA, Michael E.; WITT, Robert J. **Concepts and Applications of Finite Element Analysis.** 4th ed. 784 p. ISBN 978-0471356059.

DAMA, K.; BABU, V.; RAO, R. **State of the Art on Constructional Concepts of Automotive Body Structures**. *Materials Today: Proceedings*, v. 5, p. 20981-20986, 2018.

DIMA, D.S.; COVACIU, D. **Vehicles Frontal Impact Analysis Using Computer Simulation and Crash Test**. *International Journal of Automotive Technology*, v. 20, p. 655–661, 2019.

DU BOIS, P.; CLIFFORD, C.; **Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection**. American Iron and Steel Institute. Michigan, 2004.

EUROPEAN STANDARD. EN 10131:2006. **Cold rolled uncoated and zinc or zinc-nickel electrolytically coated low carbon and high yield strength steel flat products for cold forming - Tolerances on dimensions and shape**. 2006.

FENDER, J.; DUDDECK, F.; ZIMMERMANN, M. **On the calibration of simplified vehicle crash models**. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, v. 49, p. 455–469, 2014.

FRISWELL, M.; MOTIERSHEAD, J. **Finite Element Model Updating in Structural Dynamics**. 1a Edição. Springer, 1995.

GRISKEVICIUS, P.; ZILIUKAS, A. **The crash energy absorption of the vehicles front structures**. *Transport.*, v. 18, p. 97-101, 2003.

GU, S. **Application of finite element method in mechanical design of automotive parts**. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, v. 231, 2017.

HESSE, S.; LUKASZEWICZ, D.; DUDDECK, F. **A method to reduce design complexity of automotive composite structures with respect to crashworthiness**. *Composite Structures*, v. 129, 2015.

HOSSEINZADEH, R.; SHOKRIEH, M.; LESSARD, L. **Parametric study of automotive composite bumper beams subjected to low-velocity impacts**. *Composite Structures*, v. 68, p. 419-427, 2005.

IOZSA, D.; MICU, D.; FRĂȚILĂ, G.; ANTONACHE, F. **Influence of Crash Box on Automotive Crashworthiness**. *Recent Advances in Civil Engineering and Mechanics*, v. 655-657, p. 169-172, 2013.

KANG, W.; HUH, H. **Crash Analysis of Auto-body Structures Considering the Strain-Rate Hardening Effect**. *International Journal of Automotive Technology*, v.1, p. 35-41, 2000.

KIM, K.; WON, S. **Effect of structural variables on automotive body bumper impact beam**. *International Journal of Automotive Technology*, v. 9, p. 713-717, 2008.

KRÁLIK, J. **Reliability Analysis of Structures Using Stochastic Finite Element Method**. Bratislava, 2009.

LEMAIRE, M.; **Structural Reliability**. Wiley-ISTE, 2009.

- LIU, C.; SONG, X.; WANG, J. **Simulation Analysis of Car Front Collision Based on LS-DYNA and Hyper Works**. Journal of Transportation Technologies, v. 4, p. 337-342, 2014.
- LIU, W.; BELYTSCHKO, T.; MANI, A. **Probabilistic Finite Elements for Nonlinear Structural Dynamics**. Computer methods in Applied Mechanics and Eng, v. 56, p. 61-81, 1985.
- LIU, Y.; DING, L. **A Study of Using Different Crash Box Types in Automobile Frontal Collision**. International Journal of Simulation: Systems, Science and Technology, v. 17, p. 21.1-21.5, 2016.
- LOTHAR, W.; SEIFFERT, W. **Automotive Safety Handbook**. SAE International. 2a Edição, 2007.
- LS-DYNA. **Contact Parameters**. Disponível em: <https://www.dynasupport.com/tutorial/contact-modeling-in-ls-dyna/contact-parameters>. 2001. Acesso em: 20 de Julho de 2022.
- LS-DYNA. **Hourglass**. Disponível em: <https://www.dynasupport.com/howtos/element/hourglass>. 2022. Acesso em: 20 de Julho de 2022.
- MARES, C.; MOTTERSHEAD, J.E.; FRISWELL, M. I. **Stochastic model updating: Part 1—theory and simulated example**. Mechanical Systems and Signal Processing, v. 20, p. 1674–1695, 2006.
- MORELLO, L.; ROSSINI, L.; PIA, G.; TONOLI, A.; **The Automotive Body**. Volume 1: Components Design. Springer, 2011.
- NGUYEN, P.; LEE, J.; YIM, H. et al. **Analysis of vehicle structural performance during small-overlap frontal impact**. Int.J Automot. Technol, v. 16, p. 799–805, 2015.
- NHTSA. **Mass Reduction for Light-Duty Vehicles for Model Years 2017–2025: Final Report**. 2012.
- POPA, V.; BELES, H. **Study of Vehicle Adaptive Structures for Frontal Collisions**. Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering. 2011.
- RAJABI, M.; ATAIE-ASHTIANI, B.; JANSSEN, H. **Efficiency enhancement of optimized Latin hypercube sampling strategies: Application to Monte Carlo uncertainty analysis and meta-modeling**. Advances in Water Resources, v. 76, p. 127-139, 2014.
- RAO, L; **Applied Impact Mechanics**. Primeira Edição. Editora WILEY. 2016.
- REH, S.; BELEY, J.; MUKHERJEE, S; KHOR, E. **Probabilistic finite element analysis using ANSYS**. Structural Safety, v. 28, p. 17-43, 2006.

- REICHERT, R.; MOHAN, P.; MARZOUGUI, D.; KAN, C. et al. **Validation of a Toyota Camry Finite Element Model for Multiple Impact Configurations**. SAE Technical Paper 2016-01-1534, 2016.
- SAHZABI, A.; ESFAHANIAN, M. **The Effects of Thin-Walled Structure on Vehicle Occupants' Safety and Vehicle Crashworthiness**. International Journal of Automotive Engineering. Vol. 7, 2017.
- SAMPAIO, R.; LIMA, R.Q., **Modelagem Estocástica e Geração de Amostras de Variáveis e Vetores Aleatórios**. SBMAC, Vol. 70, 2012.
- SHI, P.; GAO, L.; XIAO, P. **Simulation Study of Performance of Vehicle's Front Longitudinal rails based on Material Strain Rate**. Advanced Materials Research, Vols 297-294, p. 401-405, 2011.
- SHINDE, R; MALLI, K. **An Overview on Impact Behaviour and Energy Absorption of Collapsible Metallic and Non-Metallic Energy Absorbers used in Automotive Applications**. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, v. 346, 2018.
- SOIZE, C. **Stochastic modeling of uncertainties in computational structural Dynamics - Recent theoretical advances**. Journal of Sound and Vibration, v. 332, p. 2379–2395, 2013.
- STEEN, K. **Non-Linear Modeling and Analysis of Solids and Structures**. Segunda Edição. Cambridge University Press, 2009.
- STEFANO, G. **The stochastic finite element method: Past, present and future**. Comput. Methods Appl. Mech. Engrg, v. 198 p. 1031–1051, 2009.
- ULKER, M. B. C et al. **Traffic Control Design for Portable Concrete Barriers**. 2006
- VIANA, F. **A Tutorial on Latin Hypercube Design of Experiments**. Qual. Reliab. Engng. Int., v. 32, p. 1975–1985, 2016.
- WELLKAMP, P.; MEYWERK, M. **Reduction of epistemic uncertainty of a crash box model – Experimental and numerical investigations**. Latin American Journal of Solids and Structures, v. 16, 2019.
- WU, L; ZHANG, X ; YANG, C. **Research on simplified parametric finite element model of automobile frontal crash**. AIP Conference Proceedings, p. 030030-1–030030-6, 2018.
- ZHANG, S. et al. **Multiobjective Optimization Design for Lightweight and Crash Safety of Body-in-White Based on Entropy Weighted Grey Relational Analysis and MNSGA-II**. v. 10, 2022.
- ZHANG, Y.; ZHU, P.; CHEN, G. L.; LIN, Z. Q. **Study on Structural Lightweight Design of Automotive Front Side Rail Based on Response Surface Method**. ASME. J. Mech. Des, v.129(5): p.553–557, 2007.
- ZIENKIEWICZ, O; TAYLOR, L. **The finite element method: Its basis and Fundamentals**. 5a Edição, 2013.