



**ISEL**  
INSTITUTO SUPERIOR DE  
ENGENHARIA DE LISBOA

**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**

**Departamento de Engenharia Mecânica**



## **Projeto de Segurança Passiva em Comboios**

**ANDRÉ LUÍS NEGRÃO**

(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre  
em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Doutor João Filipe de Almeida Milho

Júri:

Presidente: Doutora Maria Teresa Moura e Silva

Vogal: Doutor Ricardo José Fontes Portal

Vogal: Doutor João Filipe de Almeida Milho

**Outubro de 2018**

# Dedicatória

À minha esposa e filhos pela compreensão, apoio nas alturas difíceis, encorajamento e suporte nas fases de ausência necessárias em todo este processo.

Aos meus pais pelo apoio a todos os níveis, pela persistência em ajudar quando foi preciso, por toda a aprendizagem e acompanhamento essencial em toda a minha formação no Isel.

.

“O sucesso nasce do querer, da determinação e persistência em se chegar a um objetivo. Mesmo não atingindo o alvo, quem busca e vence obstáculos, no mínimo fará coisas admiráveis”

[José de Alencar]

# Agradecimentos

O meu agradecimento estende-se a todos os que me ajudaram direta ou indiretamente à realização deste projeto, em especial:

Ao meu orientador, que genialmente me forneceu as coordenadas necessárias para um caminho correto na elaboração de todo este processo.

À chefia na minha empresa Sopac, por toda abertura, apoio e facilitação, quando foi preciso estar menos presente ou menos ativo nas minhas funções, devido à dedicação necessária para conseguir este objetivo.

# Resumo

Este projeto teve como âmbito a elaboração de um modelo computacional em software comercial, neste caso o SolidWorks. O modelo desenvolvido consegue simular de forma real a colisão entre carruagens, servindo de protótipo virtual para testes e análise detalhada de colisões e suas consequências.

Com base em artigos científicos onde o modelo foi validado experimentalmente, foi efetuado um estudo tendo-se utilizado um modelo inicial, em que uma carruagem colide com outra a uma certa velocidade inicial e onde é igualmente representada a estrutura de absorção de energia existente na carruagem que se encontra parada. O deslocamento desta estrutura, corresponderá a  $x$  deformação da mesma.

É definida uma força de contacto entre uma carruagem parada e a sua estrutura de absorção, através de uma curva força-deslocamento que caracteriza o comportamento estrutural da mesma durante a colisão. Os resultados obtidos no simulador dependerão desta força podendo assim ser parametrizado para outras condições de velocidades, dimensões e/ou massas diferentes, que permitam caracterizar outras carruagens.

A simulação do deslocamento das duas carruagens após a colisão foi o grande desafio. A necessidade de criação de um mecanismo que evitasse o seu afastamento e permitisse simular com rigor a absorção de energia das estruturas durante a colisão foi o culminar deste projeto, conseguido através de inúmeras experiências, análises e definições de parâmetros e modelos.

Este projeto, transformou um modelo computacional, numa ferramenta interessante de simulação de colisões, com utilidade importante para a indústria de projeto e fabrico de carruagens e suas estruturas inerentes de segurança passiva.

## **Palavras-chave**

Modelo de Comboio, Análise de Colisões, Corpos Múltiplos, Resistência à colisão, Otimização

# Abstract

This project involved the elaboration of a computational model in commercial software, in this case SolidWorks. The developed model can realistically simulate the collision between carriages, serving as a virtual prototype for testing and detailed analysis of collisions and their consequences.

Based on scientific articles where the model was experimentally validated, a study was carried out using the initial model, in which a car-body collides with another, at a certain initial velocity and where the car-body energy absorption structure is represented. The displacement of this structure will correspond to its deformation

An action-reaction force between the stationary car-body and its absorption structure is defined by a force-displacement curve, which characterizes the structural behavior of the structure during the collision. The results given by the simulator will depend on this defined force whatever it may be, and can be used in different situations with other velocities, dimensions and/or masses which allow to define other carriages.

The simulation of the uniform displacement of the two car-bodies, which should follow together after the collision, was the challenge. The need to create a mechanism that avoided its separation and allowed to simulate the energy absorption of the structures during the collision was the culmination of this project, achieved through numerous experiments, analysis and parameter/models definitions.

This project has transformed a computational model into an interesting collision simulation tool, with important utility to the train's and associated passive safety structures project and production industry.

## Key-words

Train, Crash Analysis, Multibody, Crashworthiness, Optimization

# Índice Geral

1. Introdução.....	1
2. Estado da Arte .....	3
3. Estudo de Movimento com Software SolidWorks Motion .....	6
3.1 Contacto entre corpos - Teoria Hertziana.....	6
3.1.1 Modelo de Impacto - Relação com Teoria Hertziana.....	8
3.1.2 Modelo de Restituição de Poisson.....	11
3.1.3 Exemplo modelo Impacto e Restituição no Software .....	12
3.1.3.1 Impacto .....	12
3.1.3.2 Coeficiente de restituição .....	18
4. Modelo Inicial de colisão de carruagens em SolidWorks Motion.....	20
4.1 Descrição modelo inicial.....	20
4.2 Modelação e simulação inicial .....	22
4.2.1. Complementaridade sobre mola não linear .....	28
4.2.2 Propriedades do Simulador.....	29
4.2.3 Cálculo do estudo de movimento .....	33
4.3 Análise de resultados .....	33
5. Desenvolvimento de modelo de acoplamento dos corpos.....	36
5.1 Hipótese nº 1 – Linguete.....	36
5.1.1 Descrição .....	36
5.1.2 Análise de Resultados – Linguete.....	38
5.2 Hipótese nº 2 – Serrilha .....	40
5.2.1 Descrição .....	40
5.2.2 Análise de resultados .....	42
5.3 Hipótese nº 3 – movimento baseado em eventos.....	42
5.3.1 Descrição .....	42
5.3.2 Análise de resultados .....	44
5.4 Hipótese nº 4 – Dispositivo de bloqueio por atrito.....	45
5.4.1 Suporte analítico .....	45
5.4.2 Descrição .....	50
5.4.3 Análise de resultados .....	53
5.5 Hipótese nº 5 – Dispositivo de bloqueio por atrito – calço redondo.....	54
5.5.1 Descrição – ensaio com mola linear.....	54

5.5.2 Análise de resultados .....	59
5.5.3 Descrição – ensaio com força ação-reação .....	61
5.5.4 Análise de resultados – ensaio com força ação-reação .....	63
5.5.5 Comparação de resultados – Software artigo vs Solidworks .....	67
6. Simulação Global (caso do artigo) .....	71
7. Conclusão .....	75
8. Referências .....	77

# Índice de Figuras

Figura1: Configuração de colisão usada na metodologia da referência [2] .....	5
Figura2: Modelo de carruagem utilizado na referência [2] .....	5
Figura3: Esquema de contacto Hertziano entre duas esferas (contato elíptico).....	7
Figura4: Opção de Impacto no Software .....	9
Figura5: Variáveis do software na função Impacto.....	10
Tabela1: Argumentos modelo Impacto .....	10
Figura6: Opção no software de Restituição de Poisson .....	11
Figura7: Exemplo de esfera em queda .....	12
Figura8: Barra de seleção no software – contato e gravidade .....	12
Figura9: Variáveis 1º ensaio.....	13
Figura10: Parâmetros de gravidade no software .....	13
Figura11: Deslocamento em Y vs Tempo, função Impacto – Variação do expoente ....	14
Figura12: Variáveis 2º ensaio .....	14
Figura13: Deslocamento em Y vs Tempo, função Impacto – Variação da rigidez.....	15
Figura14: Variáveis 3º ensaio .....	16
Figura15: Deslocamento em Y vs tempo, função Impacto – Variação do amortecimento .....	16
Figura16: Variáveis 4º ensaio.....	17
Figura17: Deslocamento em Y vs Tempo, Função Impacto – Variação da penetração.	17
Figura18: Deslocamento em Y, função Impacto – Perfeitamente elástico.....	18
Figura19: Coeficiente de Restituição .....	19
Figura20: Deslocamento em Y vs Tempo, função Restituição de Poisson – Perfeitamente elástico.....	19
Figura 21: Modelo Simplificado .....	20
Figura 22: Propriedades de massa .....	21
Figura 23: Definição da massa .....	22
Figura 24: Definição de coincidências .....	22
Figura 25: Definição de paralelismos.....	23
Figura 26: Corpos centrados.....	23
Figura27: Gravidade eixo Y .....	24
Figura28: Atribuição de velocidade inicial .....	24
Figura29: Piso com a carruagem B / Piso com a carruagem C .....	24
Figura30: Piso com a estrutura b4 / Estrutura b4 com carruagem B.....	25
Figura31: Material e atrito desligados .....	25
Figura32: Contatos com o piso.....	26
Figura33: Pontos deslocamento-força [2].....	26
Figura34: Força deslocamento b4 [2].....	26
Figura35: Opção definição da força .....	27
Figura36: Parâmetros da força.....	27
Figura37: Representação da força .....	27
Figura38: Gráfico definição força simulador .....	28
Figura39: Gráfico ensaio de compressão .....	29
Figura40: Opção definições do estudo de movimento .....	29

Figura41: Imagens por segundo .....	30
Figura42: Resolução 3D do contacto .....	30
Figura43: Definição de precisão.....	31
Figura44: Definição de ciclo .....	31
Figura45: Escolha de tipo de integrador e variáveis associadas.....	32
Figura46: Cálculo/Velocidade de visualização .....	33
Figura47: Barra do tempo.....	33
Figura48: Imagem posições finais após repulsa.....	34
Figura49: Gráfico Velocidades vs Tempo.....	34
Figura50: Gráfico Velocidades vs Tempo (artigo).....	35
Figura51: Imagem geral hipótese nº1 .....	36
Figura52: Imagem detalhada hipótese nº1.....	36
Figura53: Movimento antes da colisão.....	37
Figura54: Tentativa de engate .....	37
Figura55: Gráfico velocidades vs tempo – hipótese nº1 - impacto .....	38
Figura56: Gráfico velocidades vs tempo – hipótese nº1 - restituição .....	39
Figura57: Hipótese nº2 – carruagem c/serrilha .....	40
Figura58: Hipótese nº2 – lança/mola torsional.....	40
Figura59: Opção para associação de mola .....	41
Figura60: Hipótese nº2 - seleção dos corpos para definição de contacto.....	41
Figura61: Hipótese nº2 – Insucesso do contato/engate .....	42
Figura62: Hipótese nº3 - Gráfico velocidades vs tempo modelo inicial .....	43
Figura60: Opção movimento baseado em eventos .....	43
Figura63: Hipótese nº3 – definição de parâmetros.....	43
Figura64: Hipótese nº3 – posição final dos corpos .....	44
Figura65: Hipótese nº3 - Gráfico velocidades vs tempo .....	44
Figura66: Hipótese nº3 - Gráfico força vs tempo.....	45
Figura67: Hipótese nº4 – forças de atrito [18].....	47
Figura68: Hipótese nº4 – irregularidades de superfície/diagrama de corpo livre .....	47
Figura69: Hipótese nº4 – cones de atrito estático e dinâmico [18] .....	50
Figura70: Hipótese nº4 – imagem dispositivo bloqueio – exemplo teórico.....	50
Figura71: Hipótese nº4 – imagem dispositivo bloqueio – exemplo teórico.....	51
Figura72: Hipótese nº4 – imagem detalhada - dimensões.....	52
Figura73: Hipótese nº4 – dimensões calço de bloqueio .....	52
Figura74: Hipótese nº4 – velocidade inicial contrária.....	52
Figura75: Hipótese nº4 – parâmetros da mola.....	53
Figura76: Hipótese nº4 – representação da mola no sistema .....	53
Figura77: Hipótese nº5 – representação dispositivo de bloqueio.....	54
Figura78: Hipótese nº5 – dimensões calço redondo.....	55
Figura79: Hipótese nº5 – dimensões carruagem C.....	56
Figura80: Hipótese nº5 – dimensões estrutura b4 .....	56
Figura81: Hipótese nº5 – dimensões complemento carruagem C.....	56
Figura82: Hipótese nº5 – representação da mola .....	57
Figura83: Hipótese nº5 – variáveis contacto b4/piso .....	57
Figura84: Hipótese nº5 – variáveis contacto dispositivo de bloqueio/b4.....	58
Figura85: Hipótese nº5 – função restituição – penetração associada .....	59
Figura86: Hipótese nº5 – parâmetros da mola.....	59

Figura87: Hipótese nº5 – dispositivo de bloqueio a funcionar com mola linear.....	60
Figura88: Hipótese nº5 – Gráfico velocidades vs tempo – mola linear .....	60
Tabela 89: Hipótese nº5 – Confirmação dos pontos da força.....	61
Figura90: Hipótese nº5 – limite de bloqueio – mola linear .....	61
Figura91: Hipótese nº5 – redimensionamento b4.....	61
Figura92: Hipótese nº5 – representação geral .....	62
Figura93: Hipótese nº5 – altura do eixo de rotação ao piso .....	62
Figura94: Hipótese nº5 – Velocidades vs tempo – Gráfico final .....	63
Figura95: Hipótese nº5 –Gráfico Força vs Tempo .....	64
Figura96: Hipótese nº5 –Gráfico Força/Velocidade vs tempo.....	65
Figura97: Hipótese nº5 –Gráfico Força vs deslocamento .....	65
Figura98: Hipótese nº5 –Gráfico Energia Absorvida carruagem C/ estrutura vs tempo	66
Figura99: Hipótese nº5 –Gráfico Aceleração carruagem C vs tempo.....	66
Figura100: Gráfico Velocidade vs tempo - literatura.....	67
Tabela101: Valores de Velocidade – literatura vs SolidWorks.....	68
Figura101a: Gráfico Velocidade vs tempo – literatura+simulador Solidworks.....	68
Figura102: Força vs deslocamento – literatura+simulador Solidworks .....	69
Figura103: Força vs tempo – literatura+simulador Solidworks .....	70
Figura104: Simulação Global – representação carruagem A e C, buffers e couplers ....	71
Figura105: Simulação Global – imagem detalhada buffer e coupler .....	71
Figura106: caracterização força dos couplers .....	72
Figura107: Simulação Global – representação gráfica força couplers .....	72
Figura108: Simulação Global – representação geral.....	72
Figura109: Simulação Global – posição do dispositivo invalidando o bloqueio .....	73
Figura110: Simulação Global – possibilidade de solução futura .....	74

# Índice de Equações

Equação 1: Rigidez de Contacto:.....	8
Equação 2: Raio de Contacto Hertz:.....	8
Equação 3: Módulo de Young Combinado: .....	8
Equação 4: Raio de Curvatura Combinado: .....	8
Equação 5: Força normal aplicada: .....	8
Equação 6: Força mola linear .....	8
Equação 7: Força de contacto .....	9
Equação 8: Função Impacto .....	10
Equação 9: Força atrito máxima.....	48
Equação 10: Força atrito estático.....	48
Equação 11: Força atrito dinâmico .....	49
Equação 12: Ângulo atrito estático.....	49
Equação 13: Ângulo atrito dinâmico .....	49

# 1. Introdução

Nos dias que correm, os softwares comerciais de análise cinemática e dinâmica que até há cerca de uma década não englobavam molas não lineares, já comportam essa vertente, incluso com a vertente de simulação da deformação plástica. Esta evolução permite criar modelos cinemáticos e dinâmicos num software comercial com o objetivo de obter dados semelhantes aos da literatura pesquisada [1-3] aplicada à colisão de comboios, que foram outrora validados em software especificamente desenvolvido com elevado grau de complexidade de programação e elevados tempos de simulação, nomeadamente em Fortran [1-3].

Uma das soluções para colocar em prática esta inovação é a opção Motion, integrada no software SolidWorks, que viabiliza simulações cinemáticas e dinâmicas de corpos rígidos multicorpo, com tempos de simulação bastante baixos comparativamente a métodos de elementos finitos, garantindo igualmente uma menor complexidade do que diz respeito a programação do simulador assim como uma maior e mais fácil caracterização geométrica e material do que se pretende testar.

Assim sendo, pretende-se neste trabalho elaborar um modelo computacional em SolidWorks Motion, que consiga simular de forma real a colisão entre carruagens, servindo de protótipo virtual para testes e análise detalhada de colisões e suas consequências.

Desenvolveu-se um modelo simplificado de colisão entre dois veículos ferroviários, cujo modelo original se encontra descrito, caracterizado e validado com dados experimentais, mas, contudo, implementado num software específico, o CRASH2D [2] e não num software com ambiente integrado CAD/CAE. Este modelo original foi utilizado no projecto europeu SAFETRAIN [2] com o objectivo de estudar soluções construtivas para dispositivos de segurança nas carruagens, de modo a evitar que durante a colisão de comboios ocorra encavalitamento de carruagens, fenómeno responsável por um elevado número de vítimas fatais.

Modelou-se e simulou-se uma carruagem, com uma certa velocidade inicial que, embate noutra que se encontra parada, estando a estrutura frontal absorvedora de energia desta última, localizada entre as duas carruagens.

Considerou-se o movimento horizontal das carruagens, definindo-se uma mola não linear entre a estrutura absorvedora e a carruagem parada, através de uma curva força-deslocamento que corresponderá ao comportamento/deformação da estrutura. A simulação funciona bem, no entanto, a inclusão do par ação-reação no software, origina um afastamento dos corpos após impacto devido à restituição de energia da mola, reduzindo as semelhanças com a realidade, bloqueando a obtenção de dados fidedignos e obrigando à criação de um sistema que permitiu solucionar esse problema.

Este sistema foi estudado de diversas formas que se descrevem detalhadamente nos capítulos seguintes, até se ter conseguido chegar a um modelo final. A análise de resultados através dos dados e dos gráficos velocidades vs força, força vs deslocamento inerentes ao simulador criado, caracterizados pelos diversos parâmetros, variáveis dos modelos de contato e variáveis do modelo criado que o software permite combinar, viabilizaram a obtenção de resultados muito semelhantes aos que se queriam igualar, determinando a validação do simulador em SolidWorks Motion.

Este documento encontra-se organizado da seguinte forma: Capítulo 2, onde é feito um enquadramento teórico através de pesquisa bibliográfica acerca do tema; Capítulo 3, onde é explicado, o estudo de movimento em SolidWorks Motion, com a necessária suportaçãõ teórica a incidir principalmente no contato entre corpos e nos modelos de contatos existentes no software; Capítulo 4, onde é suportado, criado e caracterizado o simulador, passando por uma descrição do modelo inicial utilizado como base para a execução do simulador; Capítulo 5, onde são descritos com detalhe todos os estudos e hipóteses até se ter chegado ao objectivo, suportados analiticamente quando necessário e explicados através de algumas imagens do software para fácil compreensão do leitor, estando também associada uma análise de resultados para cada uma das análises e uma comparação de resultados do simulador então criado com o software da literatura de base; Capítulo 6, onde é abordada a possível inclusão de mais carruagens e absorvedores de energia ao simulador criado (caso do artigo científico de suporte) deixando uma porta aberta para a continuação do estudo deste simulador, que se conclui no Capítulo 7 ter potencial e ser útil à indústria, cumprindo os objectivos propostos.

## 2. Estado da Arte

O transporte por caminho de ferro constitui a nível económico e ambiental o melhor meio de transporte, próximo do melhor índice de segurança, apenas ultrapassado pelo meio de transporte aeroespacial [3], no entanto, as crescentes graves consequências materiais e principalmente humanas ao nível das colisões de comboios, potenciaram nos últimos anos o estudo de resistência ao choque e design de elementos constituintes e de segurança, através de metodologias, algumas aproximações e ou simulações numéricas [4, 5] baseadas em sistemas multibody, com o objetivo de envolver esforços para melhor compreender a mecânica das colisões em caminhos de ferro, incluindo uma avaliação mais precisa das cargas e consequências das mesmas no impacto. Formulações numéricas complexas e com elevado grau de precisão foram, entretanto também propostos por Kamal, M M. e Dressler, et al. usando modelos massa-mola [6, 7] e metodologias de elementos finitos propostas por Pifko et al. e Khalil et al [8, 9].

Num novo Projeto, a informação inicial da estrutura de um componente, inclui pouco mais do que o nível requerido de absorção de energia e eventualmente algum comportamento desejado para a força vs deformação do componente[10]. Procedimentos baseados em modelos multibody propostos por Ambrósio [10] fazem uso dessa informação permitindo designs adequados. Os dados de força-deformação experimentais utilizados nessas metodologias podem ser ajustados de modo a terem em conta os efeitos da taxa de deformação, mostrado por Ohkubo et al [11], sendo que o acesso a esses dados experimentais permite uma visualização de fenómenos de atrito e/ou falha nos diferentes componentes, em diversas ocasiões, dificilmente obtidos em códigos computacionais de elementos finitos.

O uso de ferramentas multibody em conjunto com o requerimento de Projeto inicial veio a demonstrar ser possível o desenvolvimento de modelos com maior nível de complexidade, levando a uma maior caracterização geométrica e material de componentes particulares, inviabilizando consequentemente o desenvolvimento de complexos modelos de elementos finitos, tendo sido estas ferramentas aplicadas extensivamente por autores como Ambrósio et al. [12, 13].

Milho et al. (2002) [1], desenvolveu uma metodologia utilizando formulação dinâmica planar, uma vez que os movimentos mais importantes do conjunto de comboios são desenvolvidos no plano vertical. Descrevendo os veículos como um conjunto de corpos rígidos, com os seus movimentos relativos restringidos por juntas cinemáticas, as forças desenvolvidas durante esses contactos foram modeladas por elementos deformáveis não lineares sendo que, as características mecânicas dos elementos representam a resposta estrutural força-deformação de cada carruagem [1]. A formulação foi assim aplicada em vários cenários de colisão com velocidades diferentes, contra carruagens paradas, onde as técnicas usadas para descrever o contacto entre os corpos rígidos envolve uma descrição detalhada da geometria de contacto, penetração e forças de contacto entre superfícies destes corpos [14-16].

Este tipo de análise permitiu a definição e especificação do design do sistema anti-encavalitamento das carruagens, entre outros elementos. Os desenvolvimentos destas ferramentas de design requerem obviamente validação, através da simulação de cenários de colisão idênticos aos reais e de parâmetros a que os comboios estão sujeitos. O modelo apropriado de contacto entre sistemas de anti-encavalitamento, é apresentado em detalhe por Lankarani et al. [16], onde é assumida uma rigidez equivalente.

Milho et al. (2003) [2], procurou validar um modelo multibody para o design de componentes, inserindo num software, Crash2D (não comercial), o conjunto a simular descrito [1], tendo igualmente em conta os contactos entre carruagens e contactos entre rodas-carril incluindo os coeficientes de atrito. Este modelo validado foi aplicado na colisão de dois diferentes tipos de comboios, com distintas especificações para as forças não lineares que representam as estruturas nas extremidades das carruagens, dados estes obtidos em testes de colisão [2].

Os desvios entre o simulador e a ferramenta numérica foram considerados na validação, ficando demonstrado que a simulação do modelo com as especificações de design obtidas, acaba por ter resultados similares aos do teste experimental, permitindo designar-se como metodologia validada, porque a sua qualidade depende unicamente no conhecimento avançado da resposta dos componentes e assim sendo, é passível de ser

usada em diferentes períodos do processo de design, podendo a informação ser usada para melhoria da qualidade dos dados usados no modelo para subsequente fase de projeto [2].

Contudo, o design avançado de comboios e seus componentes não requer apenas ferramentas de simulação capazes de descrever a resposta dinâmica dos mesmos. Requer igualmente procedimentos de otimização que podem ser usados eficientemente em fases prematuras [3]. Milho et al. (2004) [3], propôs uma metodologia que combina a otimização, utilizando um algoritmo próprio, com eficientes técnicas de análise que permitiram desenhar as condições para um teste experimental, demonstrando a capacidade de desenvolver modelos computacionais eficientes em cenários complexos de colisões, onde vários veículos estão envolvidos [3]. No entanto, estes desenvolvimentos foram realizados em software multibody desenvolvido especificamente para este efeito.

Neste trabalho pretendem-se desenvolver estes modelos, mostrados nas figuras 1 e 2 recorrendo aos avanços atuais encontrados nos softwares comerciais, em particular no SolidWorks Motion.

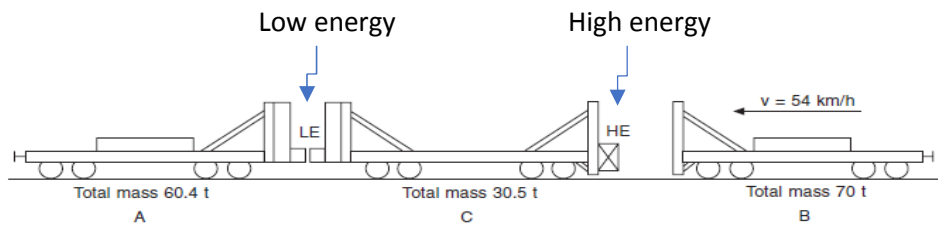


Figura 1: Configuração de colisão usada na metodologia da referência [2]

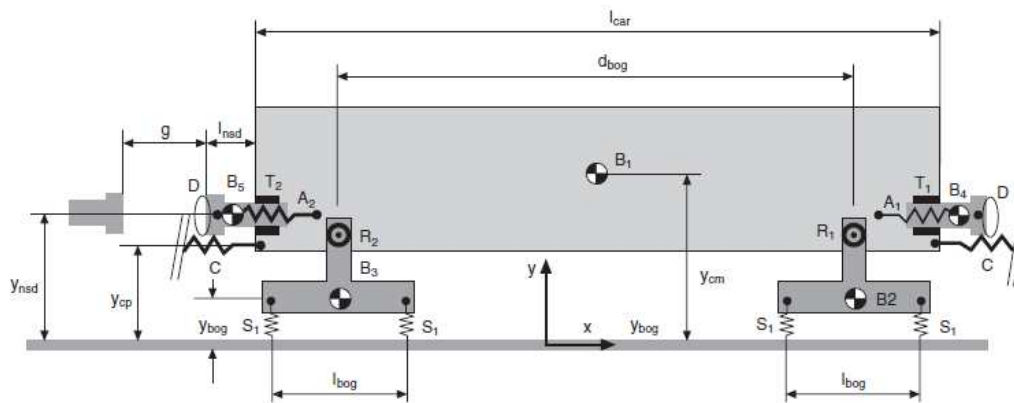


Figura 2: Modelo de carruagem utilizado na referência [2]

## 3. Estudo de Movimento com Software SolidWorks Motion

As capacidades do SolidWorks Motion ajudam a que se possam criar mais facilmente produtos sofisticados e inovadores sendo totalmente integrado ao software de análise estrutural SolidWorks Simulation. Através desta opção é possível projetar, simular e analisar modelos e seus movimentos integrados.

O Motion simula operações de modelos em movimento cinemáticos ou dinâmicos, forças físicas geradas e permite a obtenção de diversos resultados:

- Energias;
- Deslocamentos;
- Posições, velocidades, acelerações e cargas submetidas;
- Forças de contato.

É igualmente possível transferir automaticamente forças de reação para a vertente “simulation” afim de prever o comportamento dos componentes. Resumindo, o Solidworks Motion é uma solução iterativa, que permite identificar com facilidade os pontos críticos do projeto tendo em vista, como exemplo, o dimensionamento de componentes da melhor forma.

Os modelos de contacto incluídos no Motion são descritos em seguida.

### 3.1 Contacto entre corpos - Teoria Hertziana

O contacto entre corpos no estudo de movimentos é um fenómeno descontínuo, não linear, que requer cálculos iterativos que o programa executará com a precisão desejada pelo utilizador. Existem conceitos que devem ser conhecidos para

uma melhor aplicação desta precisão e no caso do Solidworks serão dois principais, o modelo de Impacto e o modelo de Restituição de Poisson.

Existem alguns modelos criados em redor das forças de contacto. Em 1882 Heinrich Hertz publica uma teoria sobre áreas de contacto circulares e deformações elásticas no caso de duas esferas, como pode ser visto na figura 3, baseando-se esta num conjunto de suposições: a adesão é negligenciada, sendo que os corpos de contacto podem ser separados sem forças de adesão; as superfícies são contínuas e não conformes, ou seja, o contacto inicial é um ponto ou uma linha; as pressões dentro dos materiais são pequenas o suficiente para causar apenas deformações elásticas; a área de contacto é muito menor que o raio do corpo; as superfícies são perfeitamente lisas, ou seja, apenas uma força normal atua entre as partes em contato.

A área de contato depende da geometria dos corpos, da carga e das propriedades do material. A área de contacto entre dois cilindros é um retângulo, embora dois cilindros não paralelos já tenham uma área de contacto elíptica a não ser que estejam cruzados a  $90^\circ$ . Neste caso a sua área de contato é circular.

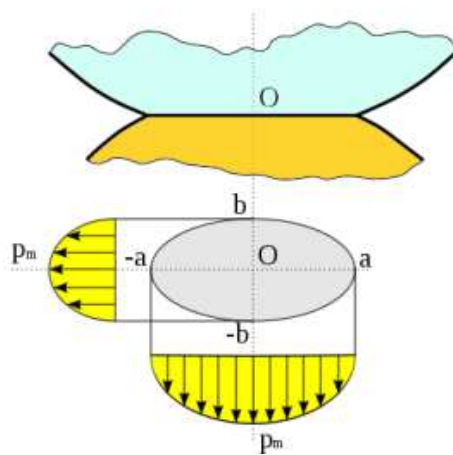


Figura 3: Esquema de contacto Hertziano entre duas esferas (contato elíptico)

A rigidez de contato depende das propriedades do material de ambos os objetos, através das seguintes equações:

$$\text{Rigidez de Contacto:} \quad K_c = 2aE^* \quad (1)$$

$$\text{Raio de Contacto Hertz:} \quad a = \left( \frac{3LR}{4E} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

$$\text{Módulo de Young Combinado:} \quad \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (3)$$

$$\text{Raio de Curvatura Combinado:} \quad \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1} \quad (4)$$

$$\text{Força normal aplicada:} \quad L \quad (5)$$

### 3.1.1 Modelo de Impacto - Relação com Teoria Hertziana

O modelo de Impacto que o software usa é extrapolado da teoria Hertziana, onde as equações descritas no ponto anterior dão origem à definição da força de uma mola linear através da fórmula abaixo:

$$F = k_c(x_1 - x) = 2aE^*(x_1 - x) = 2 \left( \frac{3L \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1}}{4 \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1}} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} (x_1 - x) \quad (6)$$

Onde:

$E_1$  e  $E_2$  = Módulos de Young dos materiais

$\nu$  = coeficiente de Poisson

$(x_1 - x)$  = profundidade de penetração

Uma força de mola linear pode ser reconhecida se for constante, e o seu valor depende de um parâmetro de rigidez e profundidade de penetração. A rigidez depende do tipo de materiais utilizados, dos raios dos dois objetos e a força com que os objetos são pressionados. A função de impacto utiliza um parâmetro de rigidez diretamente relacionado com o contacto Hertziano, no entanto, a carga varia com a penetração que existe entre os dois corpos, permitindo concluir que a rigidez de contacto não é constante, transformando a força em não linear, o que leva o software a assumir não só uma rigidez estática, mas também um expoente de força adicional.

$$F = k(x_1 - x)^e \quad (7)$$

A não-linearidade é assim modelada pelo expoente da força, que deve ser superior a 1 para aumentar a rigidez de contacto e profundidades de penetração. Como explicado, a teoria do contacto hertziano afirma que no contato, os corpos deformam ligeiramente de modo a criar um contato elíptico, sendo que esta deformação dissipa a energia do sistema, logo, a função leva essa dissipação em conta utilizando um parâmetro de amortecimento com o objetivo de criar uma força de amortecimento que dissipará energia do sistema. Como a dissipação de energia depende da área de contato e da rigidez, o valor de amortecimento no modelo de impacto deverá ser uma pequena fração do valor de rigidez,  $c_{máx} < 0.01k$ , no máximo 1%.

Quando se define o contacto entre dois corpos no Software, pode ser escolhida a função impacto ou a função coeficiente de restituição, figura 4.

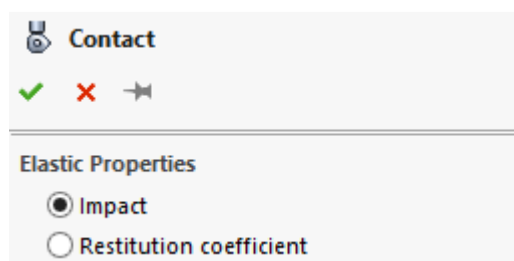


Figura 4: Opção de Impacto no Software

Na escolha da função de Impacto, deverão ser definidas as seguintes variáveis: rigidez, expoente, máximo amortecimento e penetração, figura 5.

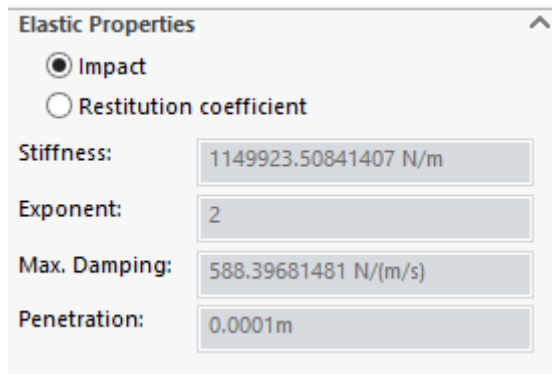


Figura 5: Variáveis do software na função Impacto

A função de impacto tem 7 argumentos, 3 especificados a cada passo da simulação e 4 definidos pelo utilizador:

Tabela 1: Argumentos modelo Impacto

$x$	Expressão que especifica a distância variável usada para calcular a função impacto
$\dot{x}$	Expressão que especifica o tempo derivativo de $x$ para o modelo
$x_1$	Variável real não-negativa que especifica o comprimento livre de $x$ . Se $x$ é menor que $x_1$ , então o Solidworks calcula um valor positivo para a força. Ao contrário, o valor da força é zero
$k$	Variável real positiva que especifica a rigidez da interação da superfície de fronteira
$e$	Variável real não-negativa que especifica o expoente da força de deformação.
$c_{\max}$	Variável não-negativa que especifica o máximo coeficiente de amortecimento
$d$	Variável real positiva que especifica a penetração fronteira onde o software aplica amortecimento total

$$F = \begin{cases} 0 & \text{if } x > x_1 \\ k(x_1 - x)^e - c_{\max}\dot{x} * STEP(x, x_1 - d, 1, x_1, 0) & \text{if } x \leq x_1 \end{cases} \quad (8)$$

A função Impacto é ativada quando a distância entre os dois corpos é menor que o comprimento livre de  $x$ , transformando a força num valor diferente de zero sendo constituída por duas parcelas, uma força de mola exponencial e uma força de amortecimento, ambas positivas.

Para  $0 < \text{expoente} < 1.0$  a força é côncava e quando  $x = 0$ , o declive é infinito;

Para  $\text{expoente} = 1$ , a força é linear, logo em  $x = 0$ , o declive é infinito;

Para *expoente*  $> 1$ , a força é convexa e em  $x = 0$ , o declive é zero.

É recomendado o uso de *expoente*  $> 1$ , para que o declive da força seja sempre contínuo.

Pode-se dizer que os valores de *expoente* podem variar entre 1.1 e 2.2 para materiais muito macios e com elevado nível de dureza, respetivamente. No que diz respeito à penetração, o valor inserido não é necessariamente a máxima penetração durante a colisão, é considerada sim a profundidade de penetração associada ao máximo amortecimento, sendo o valor recomendado igual a 0.01mm e para o amortecimento máximo  $< 0.01k$ .

### 3.1.2 Modelo de Restituição de Poisson

O outro modelo que pode ser opção no SolidWorks Motion é a de Restituição de Poisson. Este coeficiente a ser introduzido, figura 6, define a características entre a colisão perfeitamente elástica com coeficiente unitário e a colisão perfeitamente inelástica com coeficiente de restituição nulo.

Estes dois extremos são diferenciados pela conservação de energia cinética na colisão elástica e a não conservação na colisão inelástica, sendo que na perfeitamente inelástica a redução da energia cinética iguala o total dessa energia antes da colisão, no centro de massa da estrutura que vai colidir.

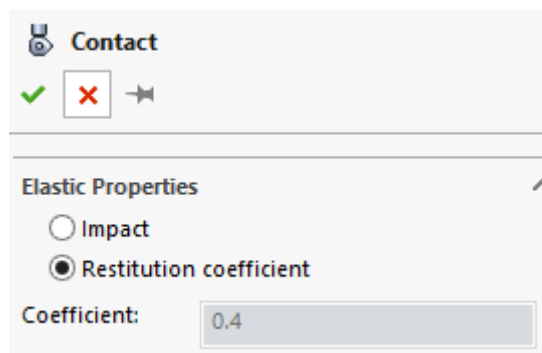


Figura 6: Opção no software de Restituição de Poisson

### 3.1.3 Exemplo modelo Impacto e Restituição no Software

Antes de se passar à aplicação no âmbito desta tese é importante deixar claro, através de exemplos simples, estas duas funções à disposição do utilizador. Observa-se então o comportamento de uma esfera com 200mm de diâmetro, largada de uma certa altura, que cai sobre um plano considerado a 0,4m [17], figura 7, onde o não é considerado atrito nesta fase, sendo desligado nas opções. O objetivo passa por entender as diferentes variáveis dos modelos anteriormente detalhados.

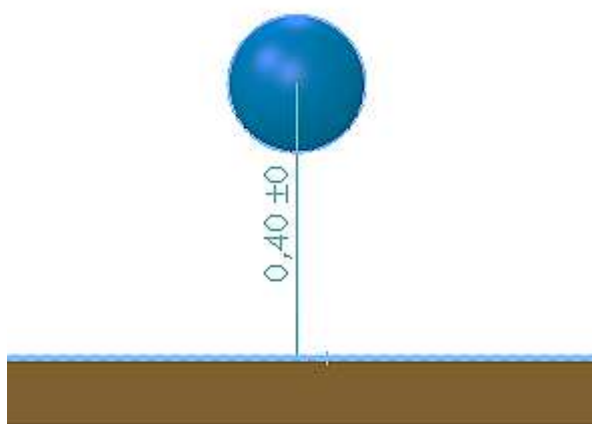


Figura 7: Exemplo de esfera em queda

#### 3.1.3.1 Impacto

Inicia-se por definir o contato, rigidez de  $10^8$  N/m, expoente de 2.2, máximo amortecimento de 1000.00 N/(m/s), penetração de 0.0001, mínima possível pelo Motion, entre a esfera e o piso através da seleção acima mostrada, é inserida a gravidade de  $9,8\text{m/s}^2$  visível na figura 10, começa-se com as características de contacto standard, discutindo o comportamento da queda da esfera para diferentes valores de expoente, sendo visíveis na figura 9 as variáveis do 1º ensaio.



Figura 8: Barra de seleção no software – contato e gravidade

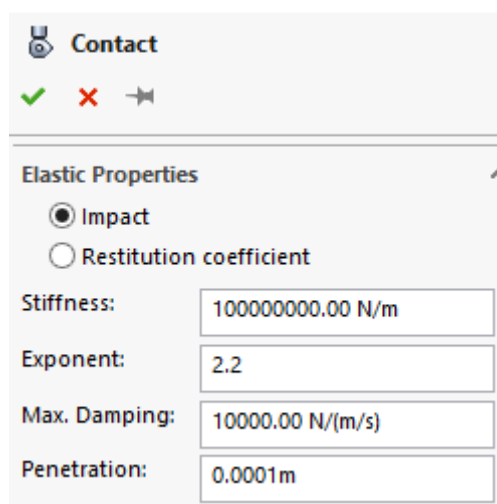


Figura 9: Variáveis 1º ensaio

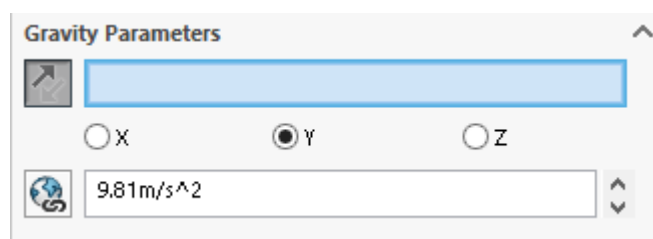


Figura 10: Parâmetros de gravidade no software

O expoente de força é uma medida de não-linearidade do componente mola, analisando os gráficos sobrepostos para três valores de expoente diferentes, 0.3, 1.1 e 2.2, verifica-se, na figura 11, que para valores baixos são comprovados ressaltos e vibrações, enquanto a esfera deveria estar em repouso, existindo um valor ótimo de expoente onde não ocorre nenhum tipo de ressalto. Para expoentes muito altos a esfera penetra o piso, aumentando assim as profundidades de penetração.

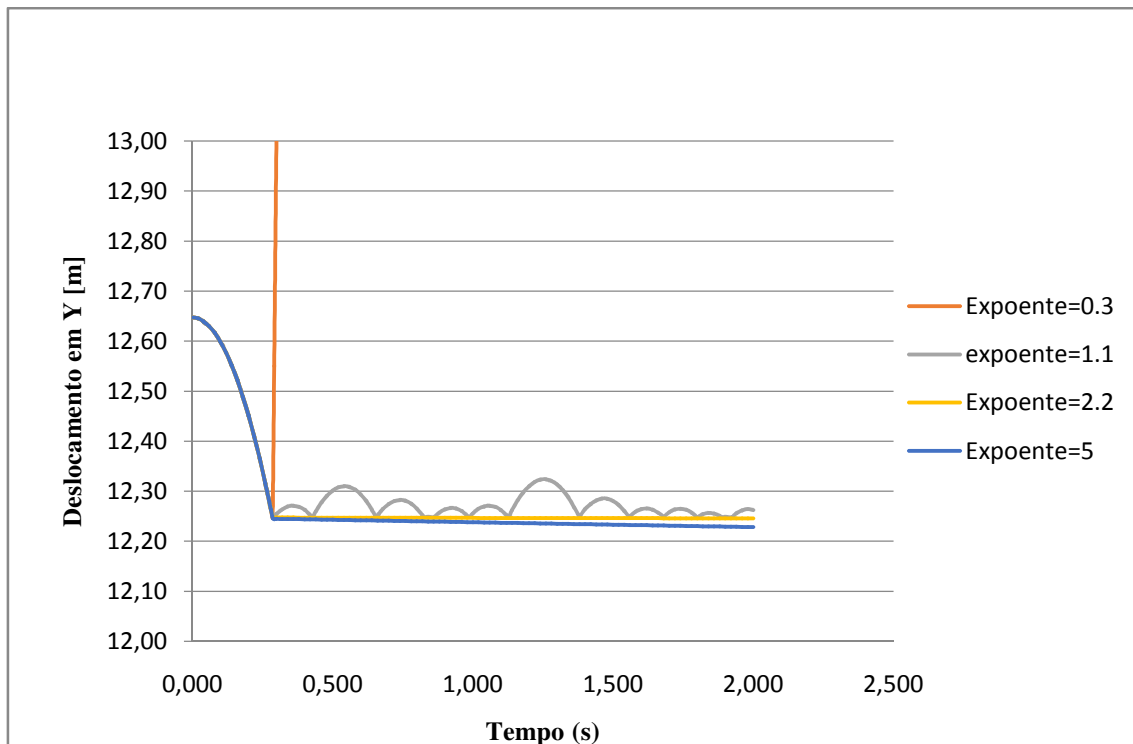


Figura 11: Deslocamento em Y vs Tempo, função Impacto – Variação do expoente

Para se perceber a influência da rigidez no cálculo efetuado pelo software, foram testados alguns valores diferentes de rigidez para o mesmo exemplo, utilizando o valor de 1.1 para o expoente, tornando assim mais visível a influência deste parâmetro a ser agora testado. Salienta-se o facto atrás referido da rigidez ser sempre baseada no material e propriedades geométricas.

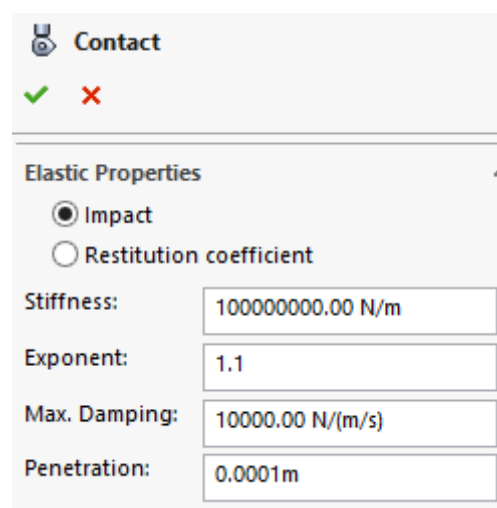


Figura12: Variáveis 2º ensaio

Através dos gráficos da figura 13, conclui-se que com valores baixos de rigidez, a esfera penetra no piso, com as profundidades a aumentarem proporcionalmente. À medida que se subiu o valor da rigidez, os ressaltos iniciam um deslocamento em y superior, quanto maior for o valor, até um valor ótimo de rigidez. Após esse valor a altura dos ressaltos diminuem novamente até quase não ocorrerem.

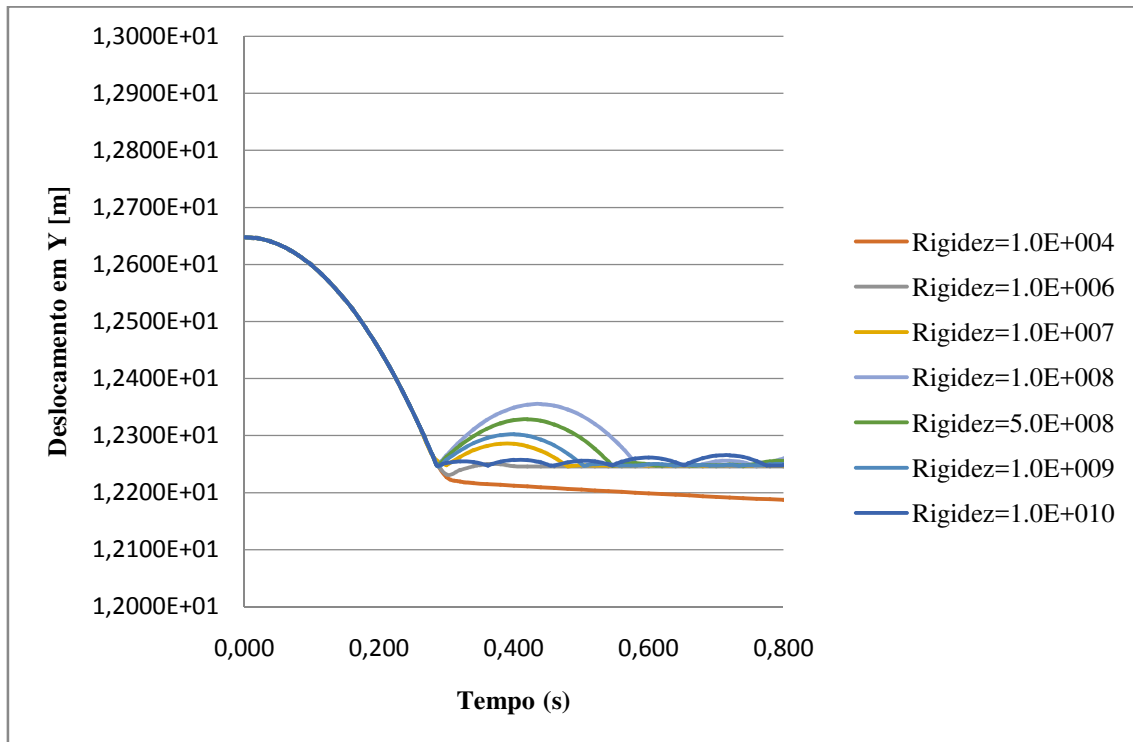


Figura 13: Deslocamento em Y vs Tempo, função Impacto – Variação da rigidez

O estudo dos efeitos do amortecimento máximo é em seguida avaliado, fazendo simulações para diferentes valores, desde  $1 \times 10^2$  a  $1 \times 10^5$ , com os mesmos valores de rigidez, expoente e penetração anteriormente descritos.

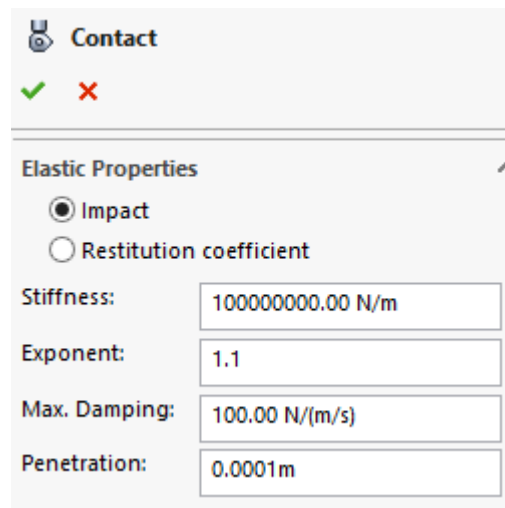


Figura 14: Variáveis 3º ensaio

O gráfico da figura 15 evidencia que, valores baixos de amortecimento permitem ressaltos que vão diminuindo à medida que se aumenta o mesmo, até ao ponto de não existirem quase ressaltos.

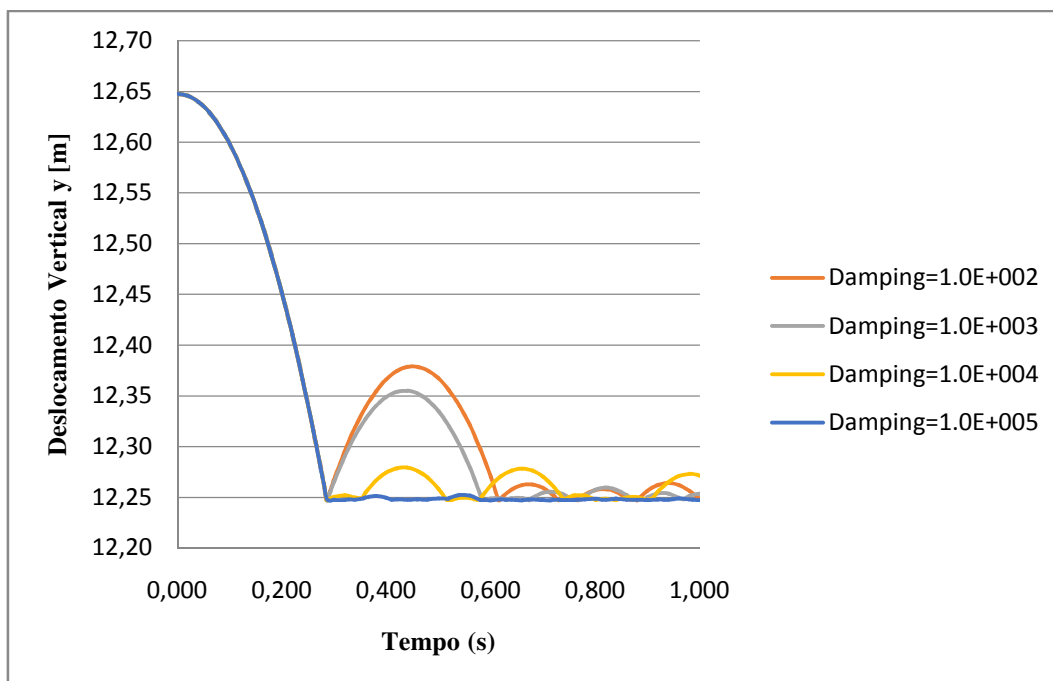


Figura 15: Deslocamento em Y vs tempo, função Impacto – Variação do amortecimento

A última das variáveis à disposição do utilizador é a penetração que, como explicado, não representa a profundidade máxima de penetração, mas sim a profundidade onde o valor do amortecimento é máximo, sendo esta relação de elevada importância na

definição do contacto. Mais uma vez utilizam-se os valores usados para os outros ensaios, variando-se a penetração desde  $1 \times 10^{-8}$  até  $1 \times 10^{-1}$ .

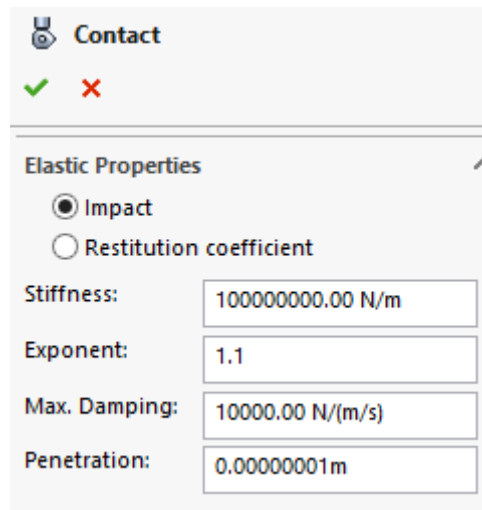


Figura 16: Variáveis 4º ensaio

Através dos gráficos da figura 17 pode ser visto que para valores muito pequenos de penetração existem pequenas diferenças apenas, enquanto que aumentando os valores alargamos as alturas dos ressaltos.

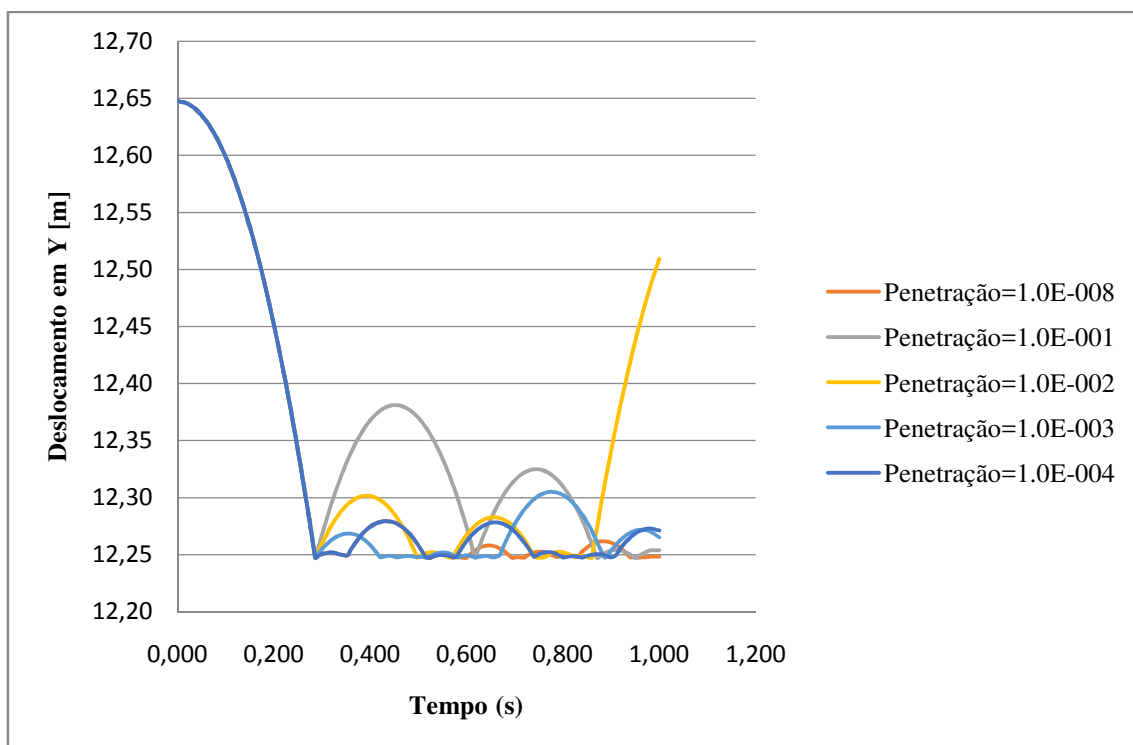


Figura 17: Deslocamento em Y vs Tempo, Função Impacto – Variação da penetração

Segue-se agora o ensaio para o caso onde o amortecimento não existe e o expoente da força é reduzido a um, simulando contacto perfeitamente elástico. Os ensaios são claros a demonstrar que valores maiores de rigidez, têm em consequência ressaltos mais pequenos e penetrações igualmente mais pequenas, enquanto que valores mais baixos de rigidez conduzem a ressaltos e penetrações de maior dimensão, visíveis na figura 18.

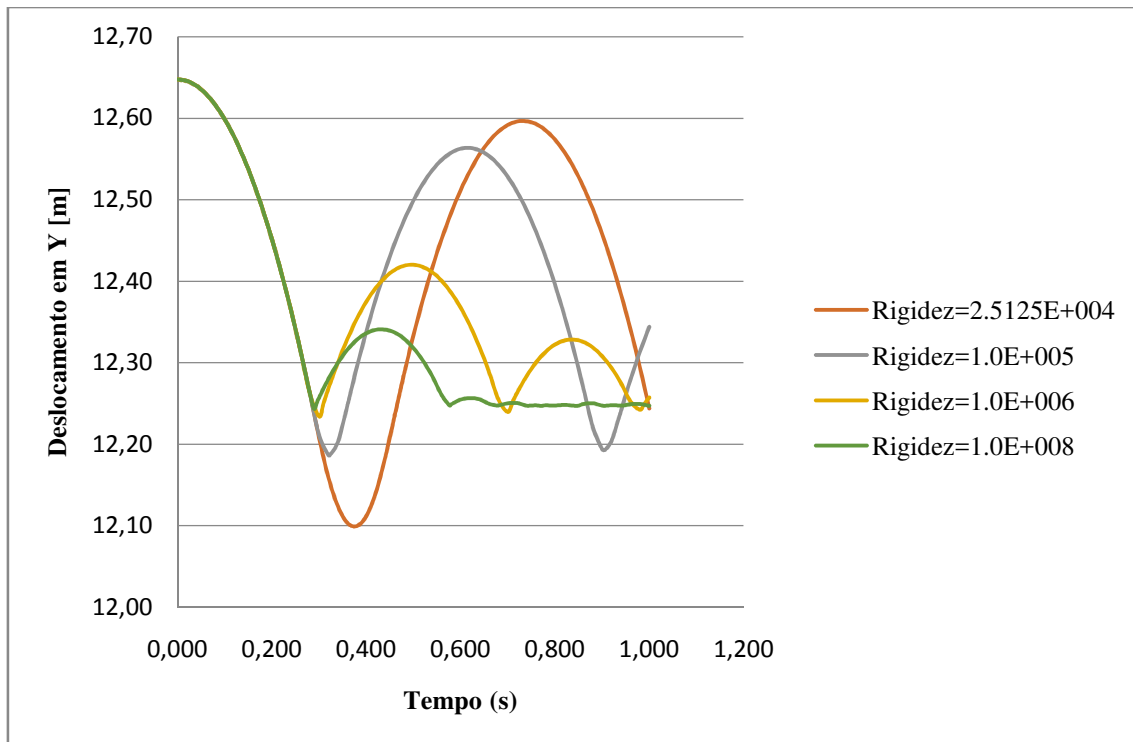


Figura 18: Deslocamento em Y, função Impacto – Perfeitamente elástico

### 3.1.3.2 Coeficiente de restituição

Esta função obriga à parametrização do coeficiente de restituição, figura 19. Proceda-se à simulação de queda da esfera novamente com altura entre o ponto onde é largada e o piso, de 0,4m, variando-se o coeficiente desde 1 até 0 [17].

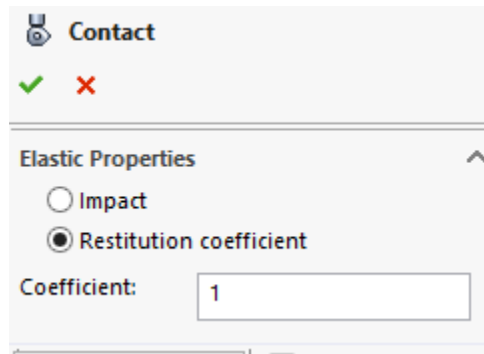


Figura 19: Coeficiente de Restituição

Sendo este coeficiente uma medida de conservação de energia, teoricamente a esfera deveria saltar até ao ponto de partida com o coeficiente igual a 1, verificado pela análise gráfica da figura 20 que ajuda a concluir que não existe conservação de energia com este valor. À medida que se vai aumentando o coeficiente é verificado o aumento da dissipação da energia, visível pela diminuição do ressalto da esfera, terminando-se no coeficiente nulo que leva a 100% de dissipação.

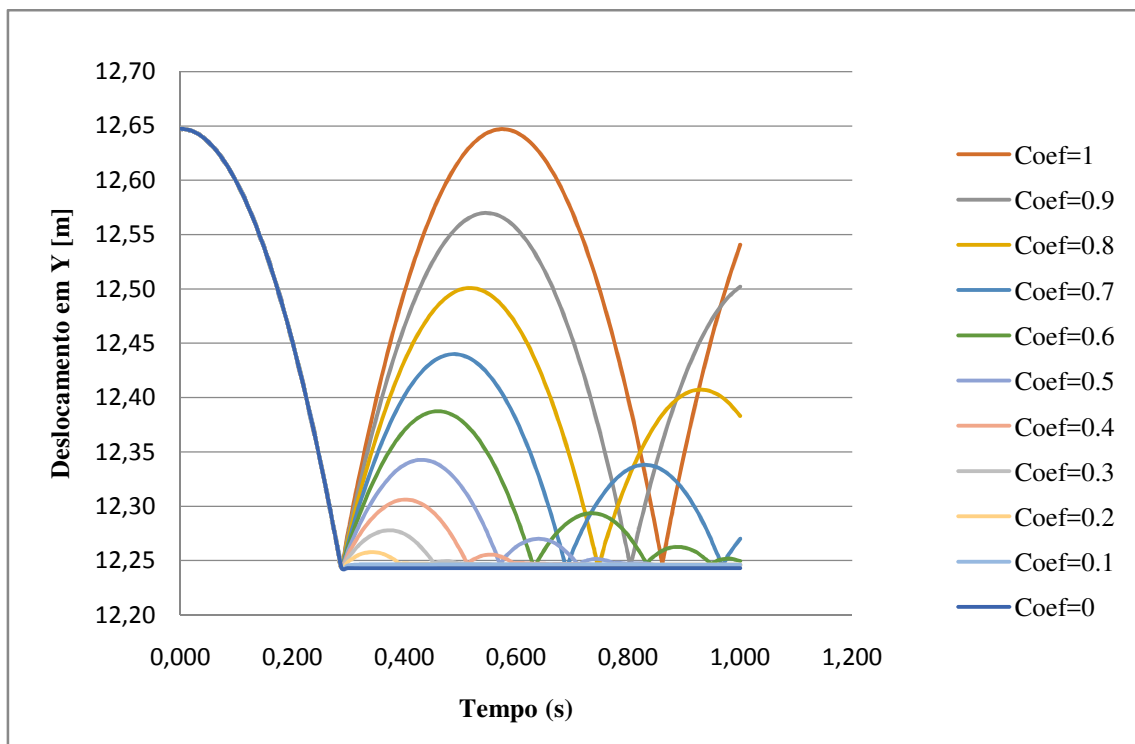


Figura 20: Deslocamento em Y vs Tempo, função Restituição de Poisson – Perfeitamente elástico

## 4. Modelo Inicial de colisão de carruagens em SolidWorks Motion

### 4.1 Descrição modelo inicial

O modelo simplificado é representado por 4 corpos rígidos visíveis na figura 21 abaixo, representando o caminho de ferro/solo, que se encontra fixo, uma carruagem designada por B com uma determinada velocidade inicial, uma carruagem designada por C que se encontra parada e a sua estrutura de absorção de energia designada por b4 que vai deformar durante o impacto. As carruagens são representadas por cubos de arbitrários 100x100mm, a estrutura por um cubo de 30x30mm, o piso com um comprimento de 55m e largura de 500mm.

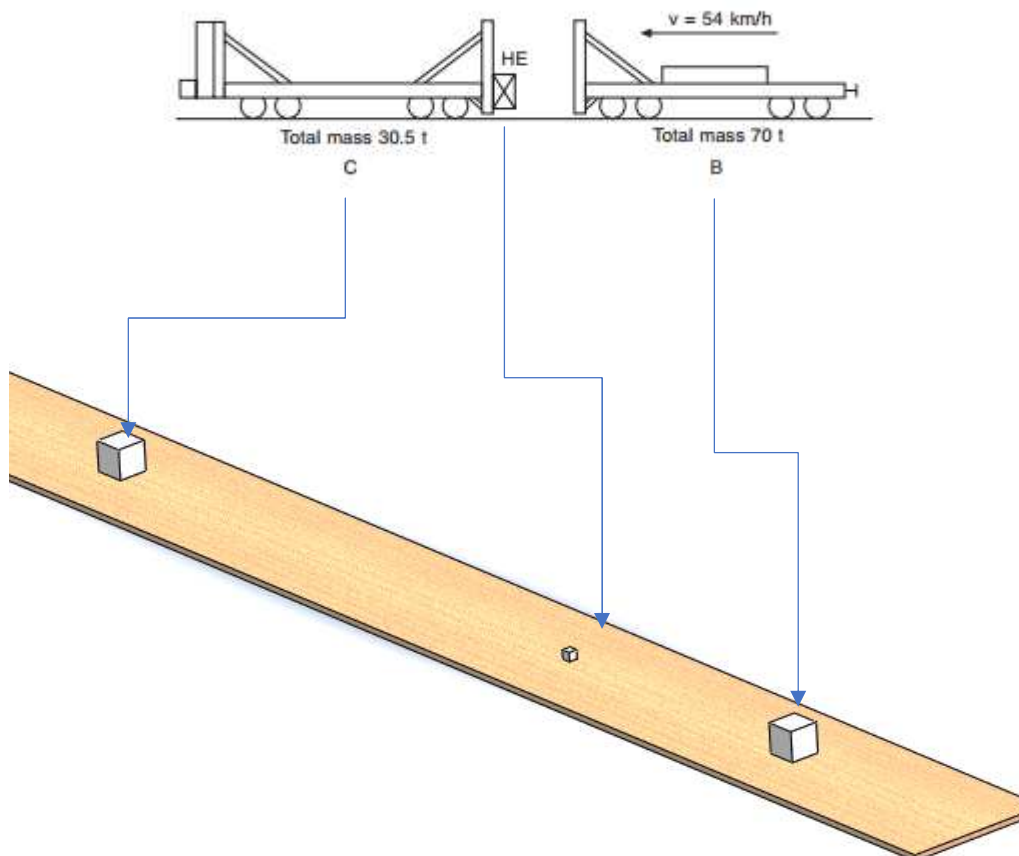


Figura 21: Modelo Simplificado

O corpo b4 está inicialmente afastado do corpo C a uma determinada distância, por exemplo 2m, ao que corresponde uma deformação nula (0) sendo que, quando o corpo B colide com b4 e provoca o movimento deste, tal que por exemplo o afastamento entre b4 e C passe a 1.5m, isto corresponderá a 0.5m de deformação.

A massa de cada carruagem define-se:

C - 30283 kg b4 - 255 kg B - 70000 kg

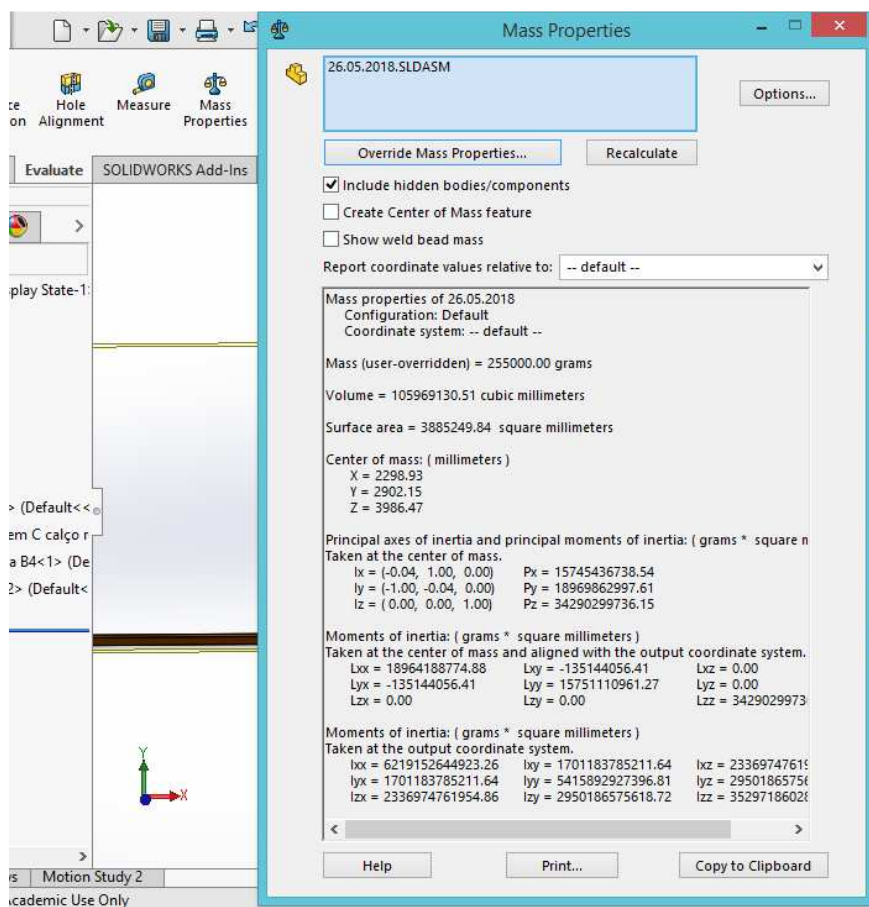


Figura 22: Propriedades de massa

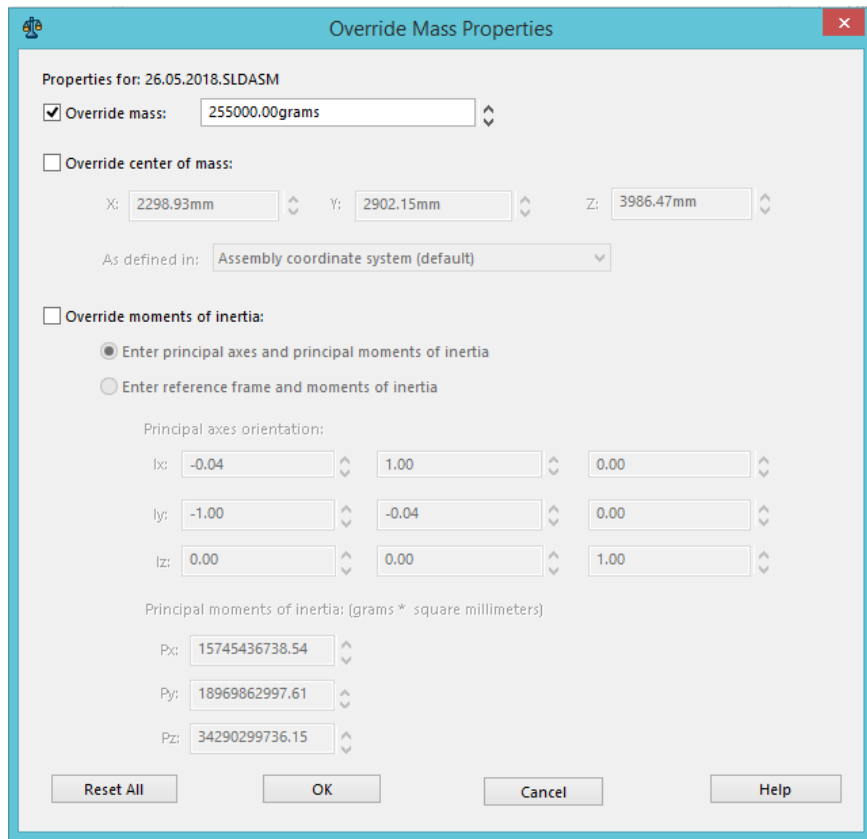


Figura 23: Definição da massa

## 4.2 Modelação e simulação inicial

Definem-se os corpos coincidentes de forma às carruagens ficarem a trabalhar assentes no piso, faces inferiores de B, b4 e C e a com a face superior do piso.

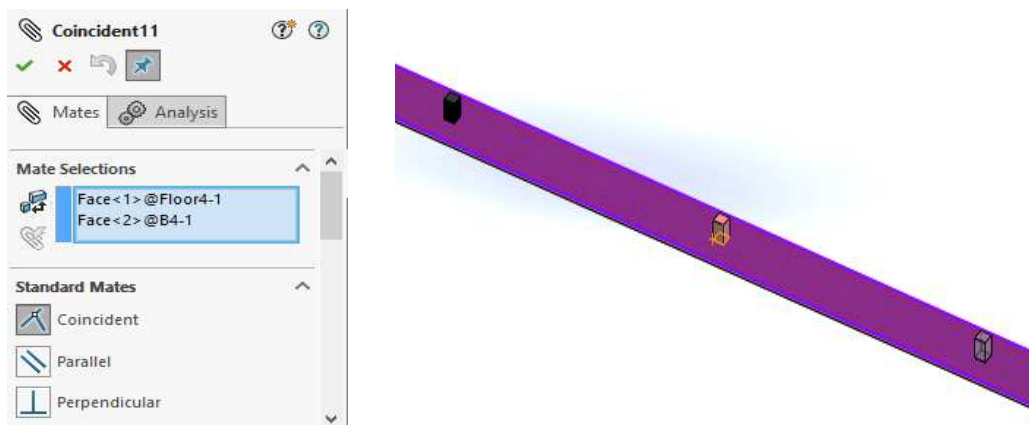


Figura 24: Definição de coincidências

Os paralelismos seguem-se a ser caracterizados, considerando paralelismos entre as faces esquerdas, ou faces laterais à vista entre corpos e piso:

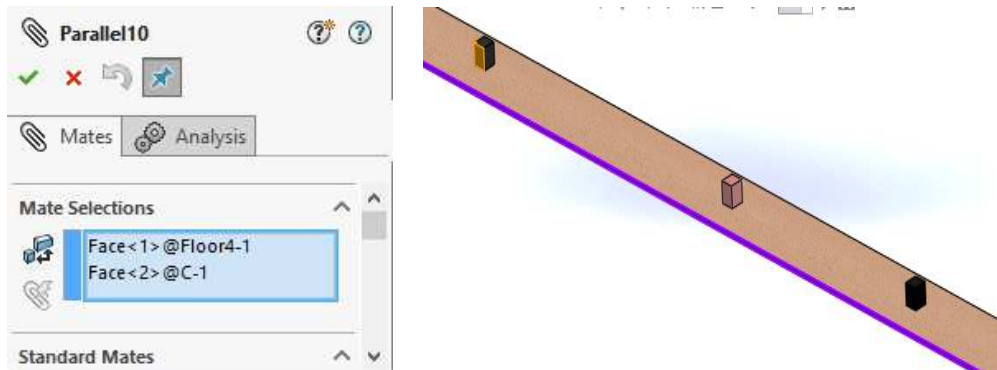


Figura 25: Definição de paralelismos

Para centrar os corpos no piso definem-se as distâncias entre faces laterais à vista e a face lateral do piso, neste caso 200mm.

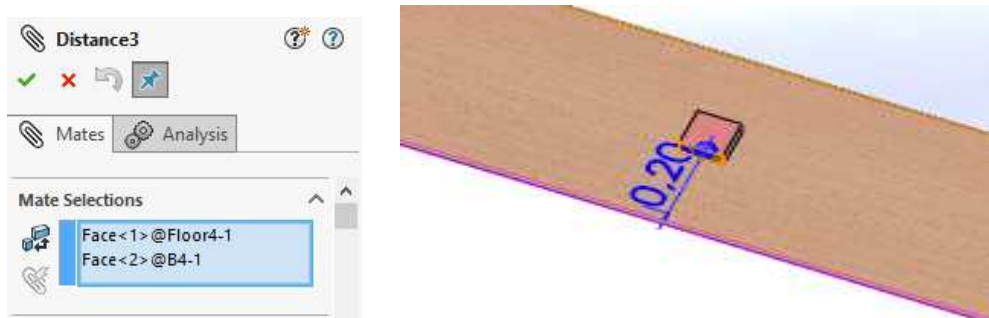


Figura 26: Corpos centrados

No processo em curso e voltando ao modelo inicial, têm de se considerar os contatos entre as carruagens, onde o seu estabelecimento se faz como no exemplo anterior, através do parâmetro “Contact”. Na barra de separadores inferior, com o botão do lado direito do rato, cria-se um novo estudo de movimento no qual vai aparecer uma cópia do

modelo. Selecionando-se o eixo dos Y, inserindo o valor de  $9,81 \text{ m/s}^2$ , define-se a opção da gravidade, visível na figura 27 abaixo.

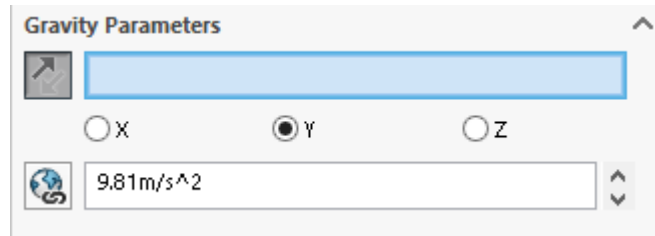


Figura27: Gravidade eixo Y

A definição da velocidade inicial de  $15 \text{ m/s} - 54 \text{ Km/h}$  para o corpo B, é inserida selecionando a carruagem B e através do menu do botão direito do rato a opção "Initial Velocity", demonstrado na figura28.

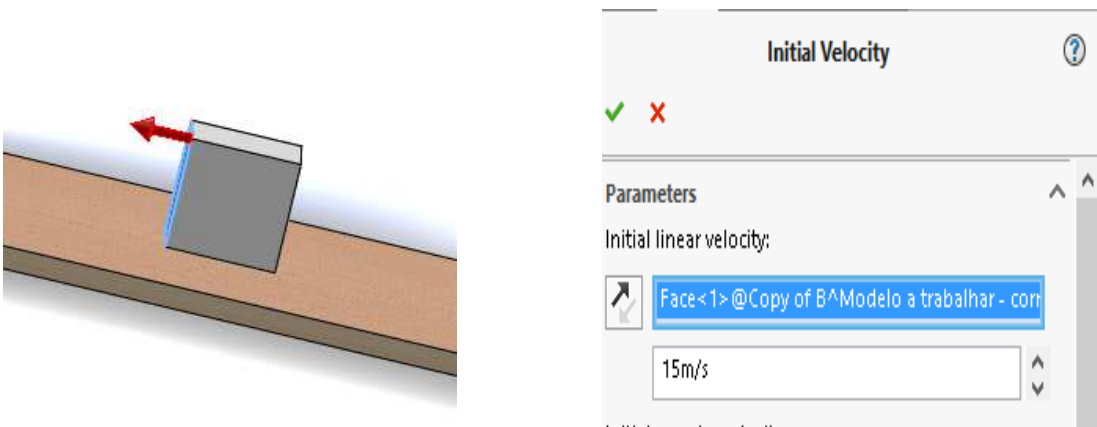


Figura 28: Atribuição de velocidade inicial

São associados os diversos contatos, nas janelas de seleção visíveis nas figuras 29 e 30.

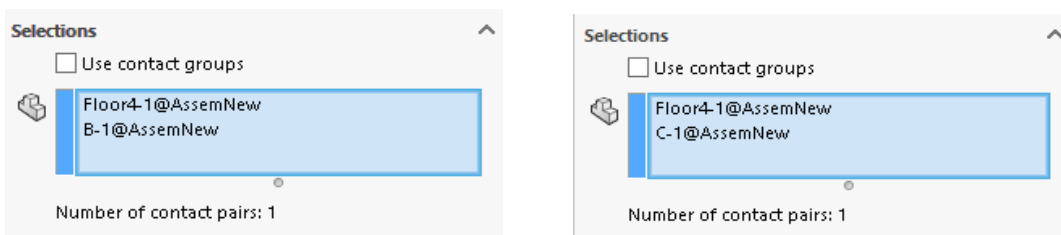


Figura 29: Piso com a carruagem B / Piso com a carruagem C

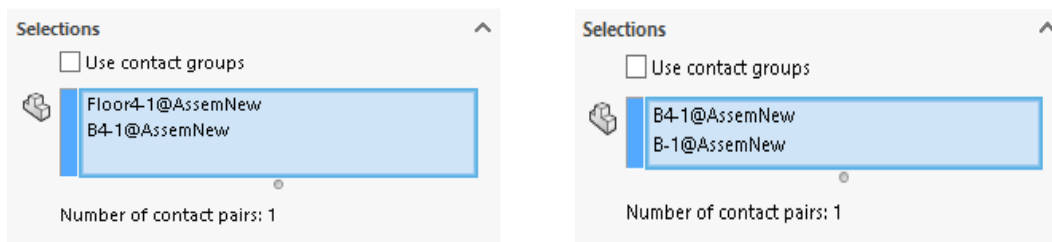


Figura 30: Piso com a estrutura b4 / Estrutura b4 com carruagem B

Não é importante nesta fase definir o material pelo qual são constituídos os corpos, nem o atrito a considerar, logo, desligam-se as opções correspondentes (figura31):

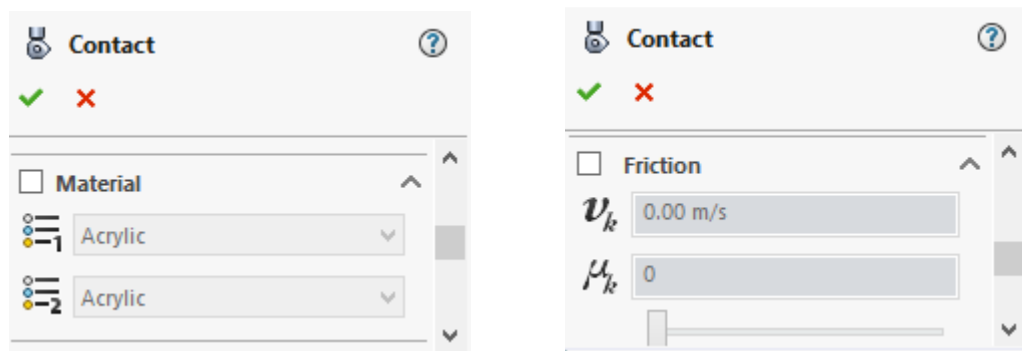


Figura 31: Material e atrito desligados

Para o contato entre a carruagem B e a estrutura b4 assume-se uma rigidez de contacto de  $10^{11}$  N/m, totalmente plástico o que leva a um coeficiente de restituição zero. Verifica-se depois qual a função que se adapta melhor ao objectivo.

Os contatos entre o piso e as carruagens (figura32) mais piso e a estrutura b4 são definidos com variáveis da função impacto pré-definidas pelo software, iguais para estes três contactos, procurando nesta fase não alterar valores que poderão ter pouca influência no simulador.

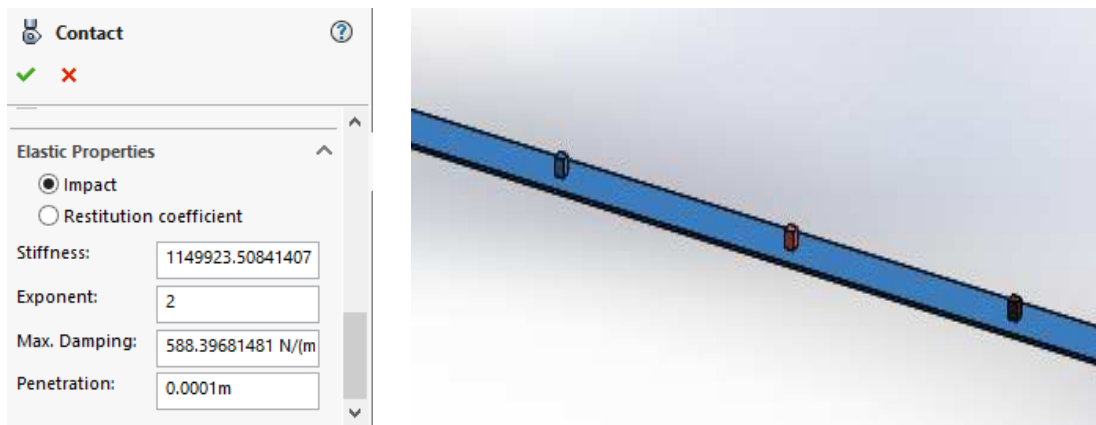


Figura 32: Contatos com o piso

É então necessário definir uma mola não linear ou força de ação-reação entre a carruagem parada C e a sua estrutura b4 que vai deformar, através de uma curva força-deformação que caracteriza o comportamento da estrutura durante a colisão e que se encontra representado na figura 5 do artigo [2], cuja definição por pontos é dada pelos dados da figura 33.

Deslocamento (m)	Força (N)
0	0
0.01	100000
0.05	3000000
2	3000000

Figura 33: Pontos deslocamento-força [2]

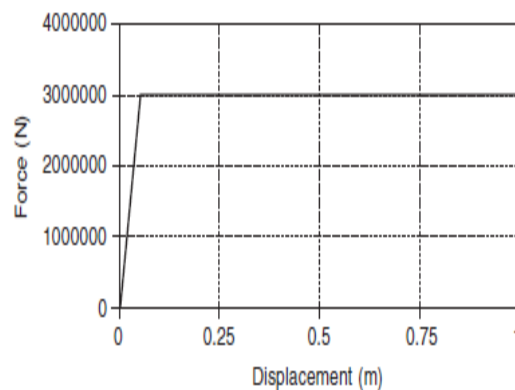


Figura 34: Força deslocamento b4 [2]

Selecionando a opção “Force” do separador, que permite definir a força acima descrita, escolhem-se as duas faces que deverão estar sujeitas à mesma: carruagem C e b4. A opção “Action & Reaction” da janela de caracterização da força tem de ser tida em conta e os pontos que definem a força são inseridos selecionando “Data Points” na janela de definição da função da força.



Figura 35: Opção definição da força

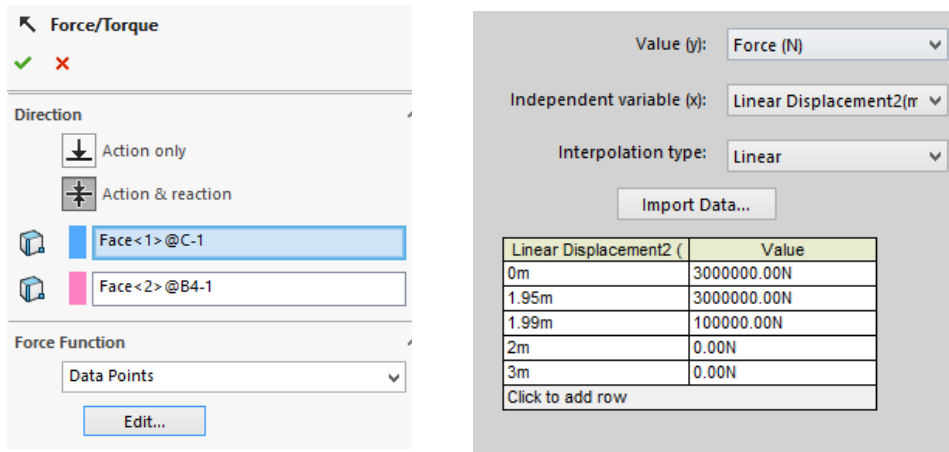


Figura 36: Parâmetros da força

A força acima definida é visível no modelo da seguinte forma:

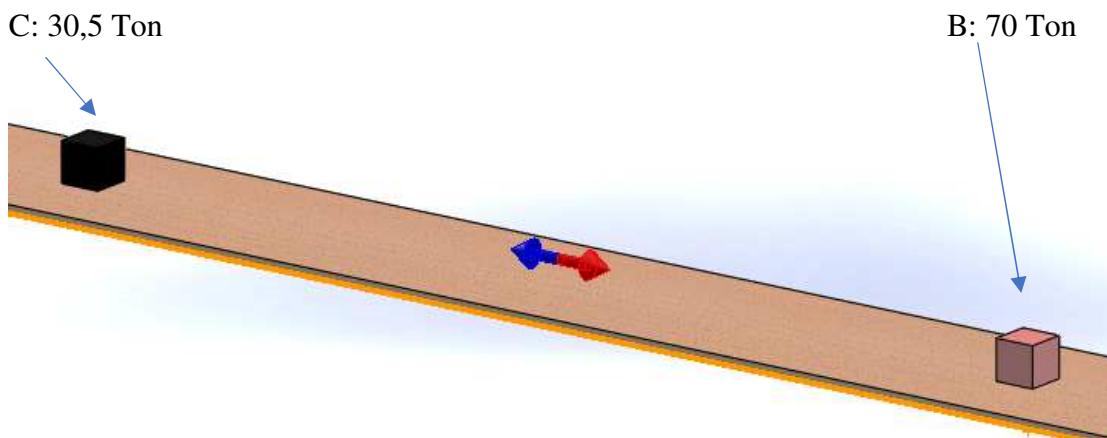


Figura 37: Representação da força

#### 4.2.1. Complementaridade sobre mola não linear

O facto de ser definida uma força de ação-reação entre a carruagem C e a sua estrutura de absorção de impacto b4, que simula a sua deformação através do deslocamento obtido, pode-se equiparar, por exemplo, a um ensaio de compressão de um material dúctil, visível na figura 39. Num ensaio de compressão o gráfico tensão-deformação obtido é semelhante ao utilizado na simulação, onde é perceptível o domínio elástico e plástico do material, conseguindo-se facilmente perceber os efeitos deformadores do impacto, como demonstra a figura 38.

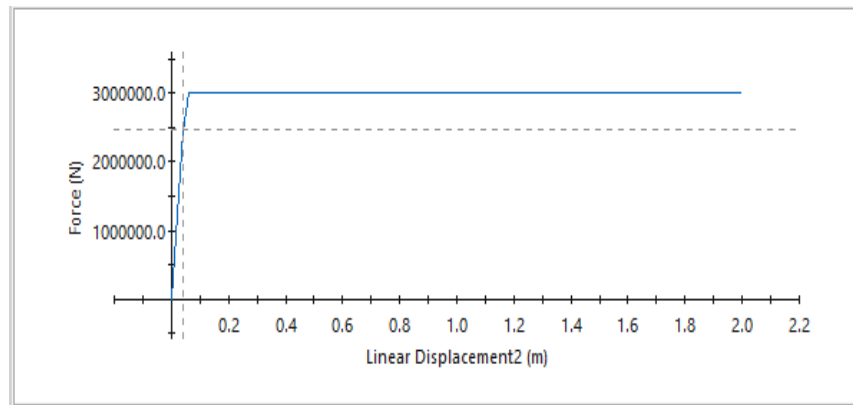


Figura 38: Gráfico definição força simulador

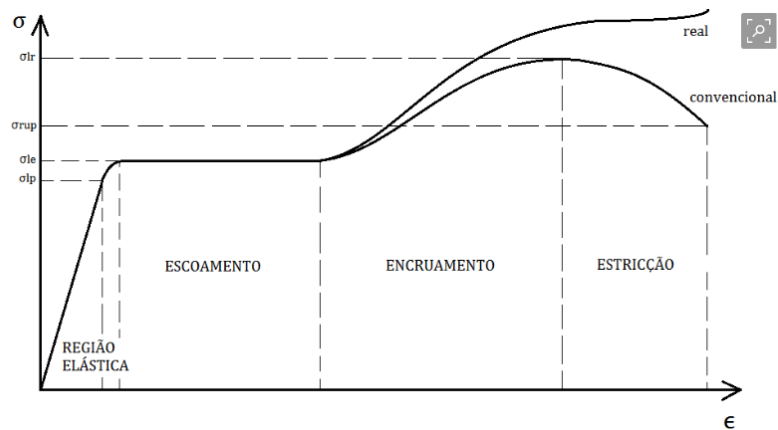


Figura 39: Gráfico ensaio de compressão

#### 4.2.2 Propriedades do Simulador

Algumas propriedades do simulador têm de ser igualmente definidas, uma vez que são essenciais para a obtenção de resultados fidedignos. No separador das funções, selecciona-se a opção “ Motion Study Properties”.

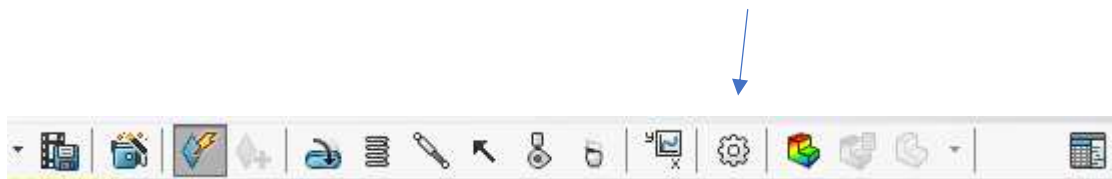


Figura 40: Opção definições do estudo de movimento

As propriedades a caracterizar serão:

- Número de “frames” por segundo, que define a quantidade de resultados por segundo que se quer guardar no movimento, influenciando o nível de fidelidade obtido. Este valor, multiplicado pelo tempo da animação, especifica o número total de imagens capturadas não afetando contudo a velocidade. Neste caso admite-se como suficiente 50 frames por segundo:

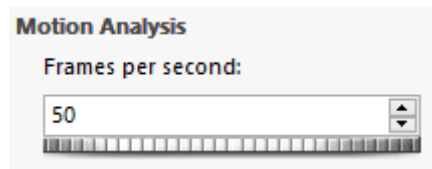


Figura 41: Imagens por segundo

- Animação durante a simulação, não considerando esta opção, aumenta-se a velocidade de cálculo do simulador, evitando que os gráficos resultantes demonstrem o movimento durante o período de cálculo da simulação.
- Substituição de “mates” redundantes por “brushings”, uma vez que na maior parte dos casos aumenta o tempo de cálculo e sendo que no processo de criação evitaram-se caracterizações redundantes, esta opção não foi considerada.
- Resolução do contacto 3D, seleciona-se para calcular o contacto usando as equações que representam os corpos sólidos, podendo-se aumentar ou diminuir a precisão.

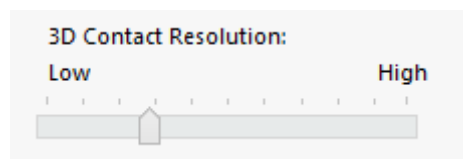


Figura 42: Resolução 3D do contacto

Neste simulador opta-se pelo “precise contact” uma vez que esta opção permite obter um contacto computacional, analiticamente correto, embora confrontado com uma computação superior em tempo do que uma solução aproximada.

- Precisão, sendo que valores muito altos podem influenciar bastante o tempo de cálculo, optando-se por um valor médio.

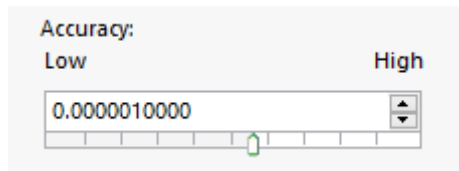


Figura 43: Definição de precisão

- Definições de ciclo, que define o ritmo do ciclo. Esta propriedade define o ângulo de ciclo utilizado no perfil de um motor ou força existindo duas opções

“Cycle rate” - Especifica a taxa do ciclo, em ciclos por Segundo (cps)

“Cycle time” - Especifica o período do ciclo em segundos

Optando-se pela primeira:

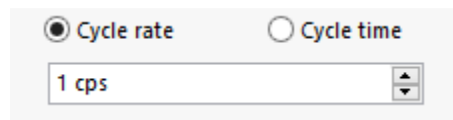


Figura 44: Definição de ciclo

Seguem-se as opções avançadas, que são de elevada importância para o simulador. Neste separador pode-se eleger o tipo de integrador, o máximo de interações, tamanho inicial, mínimo e máximo do integrador assim como o período mais curto o mais longo para reavaliação do Jacobiano. Têm-se ao dispor três tipos de integrador, GSTIFF, SI2\_GSTIFF, WSTIFF.

GSTIFF, é um método de integração de ordem variável e tamanho de etapa variável. Este é o método pré-determinado usado pelo solver do SOLIDWORKS Motion. O método GSTIFF é um método rápido e preciso para o cálculo de deslocamentos para uma grande variedade de problemas de análise de movimento.

SI2\_GSTIFF, é um método de índice estabilizado-2, é uma modificação do método GSTIFF. Este método de interação fornece um melhor controlo de erros sobre os termos de velocidade e aceleração nas equações de movimento. Contando que o movimento seja suficientemente suave, os resultados de velocidade e aceleração do SI2\_GSTIFF são mais precisos do que os calculados com os métodos GSTIFF ou WSTIFF, mesmo

para movimentos com oscilações de alta frequência. É mais preciso com intervalos de integração menores, mas é significativamente mais lento.

WSTIFF é outro integrador de rigidez com ordem variável e tamanho de etapa variável. GSTIFF e WSTIFF têm fórmulas e comportamentos semelhantes. Ambos usam uma formulação de diferença invertida. A diferença entre eles é que os coeficientes do GSTIFF são calculados considerando um intervalo de integração constante, enquanto os coeficientes do WSTIFF são uma função do intervalo de integração. Se o tamanho de etapa muda subitamente durante a integração, o método GSTIFF introduz um pequeno erro, enquanto o método WSTIFF pode tratar alterações de intervalo de integração sem perda de precisão. Alterações súbitas de intervalo de integração ocorrem quando existem forças descontínuas, movimentos descontínuos ou eventos abruptos como contatos no modelo.

Analisado o acima explicado, é o integrador WSTIFF o mais correto para simulações deste gênero, onde existam cálculos de contatos associados, tendo sido consequentemente selecionado.

Integrator Type	WSTIFF
Maximum Iterations	25
Initial Integrator Step Size	0.0001000000
Minimum Integrator Step Size	0.0000001000
Maximum Integrator Step Size	0.0100000000
Jacobian Re-evaluation	<input type="range"/>

Figura 45: Escolha de tipo de integrador e variáveis associadas

### 4.2.3 Cálculo do estudo de movimento

Criadas e definidas todas as vertentes do estudo, avança-se para o seu cálculo, que vai verificar possíveis erros, incongruências ou falhas. No local para o efeito, no separador de opções, seleciona-se a tecla de cálculo e ao mesmo tempo define-se a velocidade de simulação “playback speed”, como se pode ver na figura46.



Figura 46: Cálculo/Velocidade de visualização

O tempo do estudo, elegível na barra do tempo, foi de 1segundo, suficiente para analisar o comportamento do impacto.

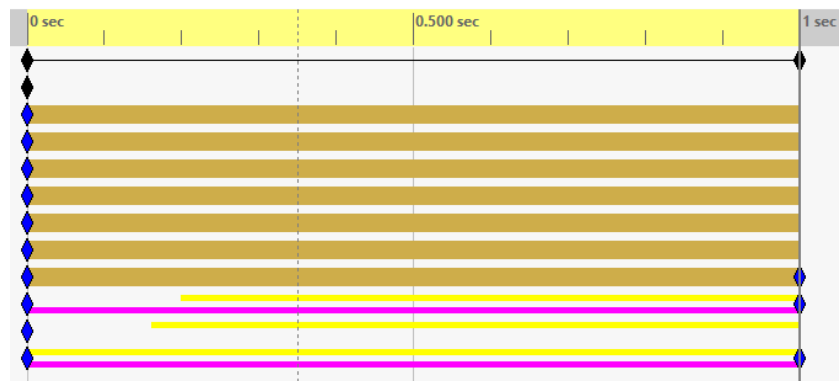


Figura 47: Barra do tempo

Não existem erros a considerar pelo programa, sendo que o resultado é obtido.

### 4.3 Análise de resultados

Visualmente é identificado que o movimento após impacto é díspar da realidade. Enquanto que numa colisão real as carruagens permanecem juntas até o movimento parar, no estudo de movimento o conjunto carruagem B, b4 e C repelem-se, não

introduzindo veracidade ao simulador, como se passa a explicar e se pode comprovar na figura 48.

C: 30,5 Ton

b4

B: 70 Ton

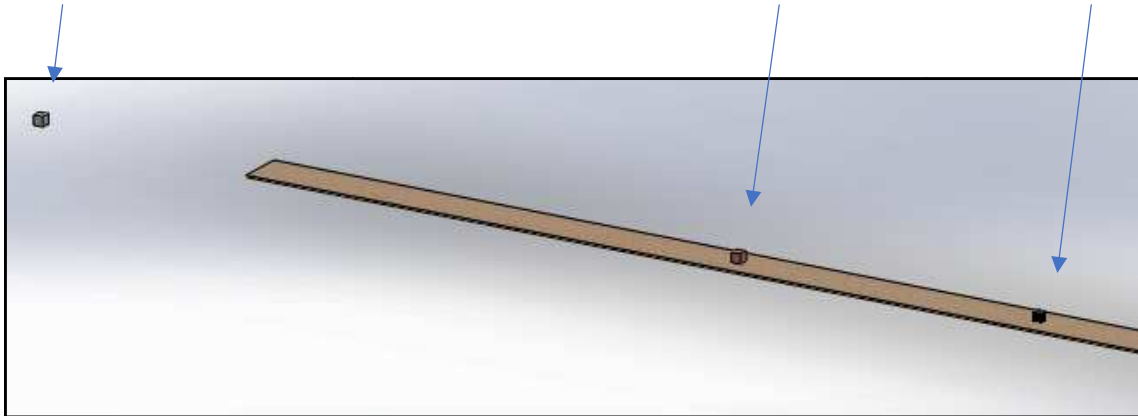


Figura 48: Imagem posições finais após repulsa

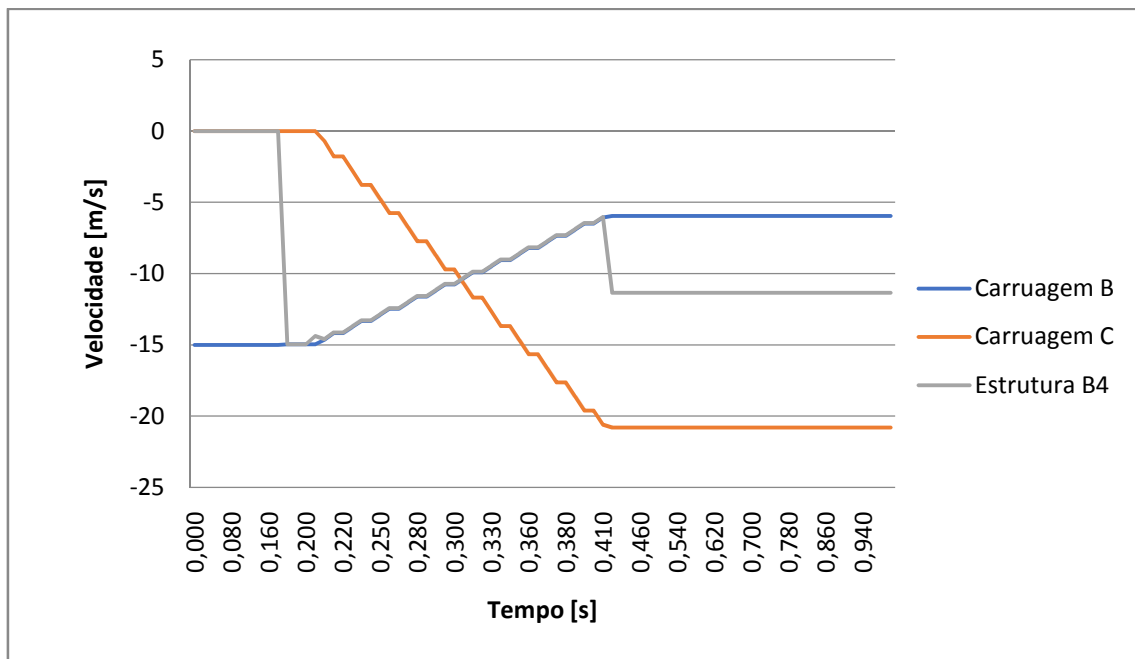


Figura 49: Gráfico Velocidades vs Tempo

O gráfico da figura 49 que se obtém da simulação indica que, após a colisão, o corpo B no momento do impacto e movimento seguinte, transferiu a sua energia cinética ao corpo C, perdendo com isto alguma velocidade. O corpo C ganhou mais velocidade do que o corpo B perdeu, uma vez que a proporção de massas assim o obriga.

Aproximadamente ao segundo 0,31, as velocidades ficam constantes com valores diferentes, indicador de que se movimentam separadamente.

Os dois vagões deveriam seguir unidos, contudo o constrangimento imposto entre o corpo C e b4 – por ação-reação provoca uma reação que impulsiona o corpo C, o que não se verifica na realidade, uma vez que a carruagem b4 e C deveriam funcionar simplesmente como amortecedor e não se expelirem após a absorção. O movimento uniforme não cessa, porque não se impuseram atritos.

Obtém-se como resultado a omissão do impacto ou a projeção do corpo de menor massa. Tal como demonstrado na figura50 abaixo extraída da referência [2], após a colisão seria expectável que ambas as carruagens tivessem uma evolução para uma velocidade media igual para todas [1].

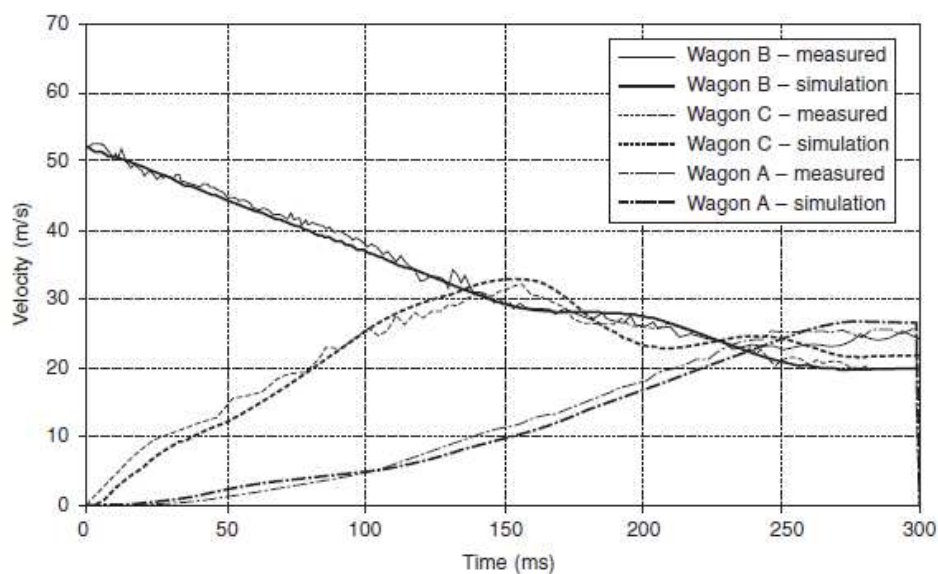


Figura 50: Gráfico Velocidades vs Tempo (artigo)

Posto isto, é conclusivo que alterações têm de ser efetuadas ao modelo. O desafio será o de simular o deslocamento uniforme das duas carruagens que seguem juntas após a colisão, através de algum mecanismo físico que evite o seu afastamento, permitindo simular com rigor a absorção de energia das estruturas durante a colisão.

## 5. Desenvolvimento de modelo de acoplamento dos corpos

### 5.1 Hipótese nº 1 – Linguete

#### 5.1.1 Descrição

Como ideia inicial, surgiu a hipótese de fazer a estrutura b4 ficar presa à carruagem C através de uma tranca estilo linguete/baliza (figura 51 e 52), estando este linguete associado a uma mola linear que permitia baixar-se para passar na baliza, mas com o objetivo de não permitir o movimento contrário de separação dos corpos após impacto.

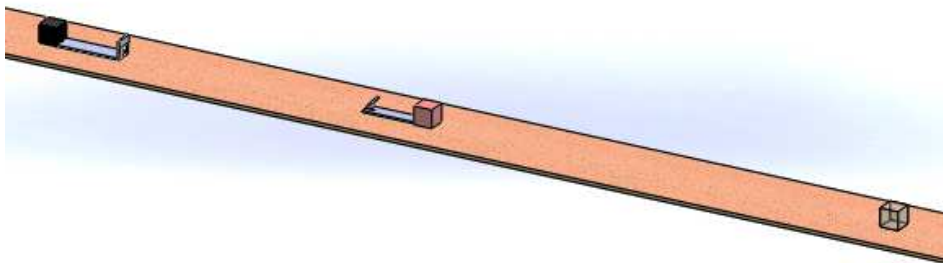


Figura 51: Imagem geral hipótese nº1

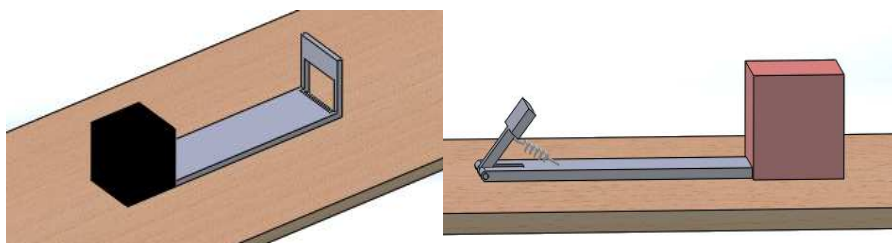
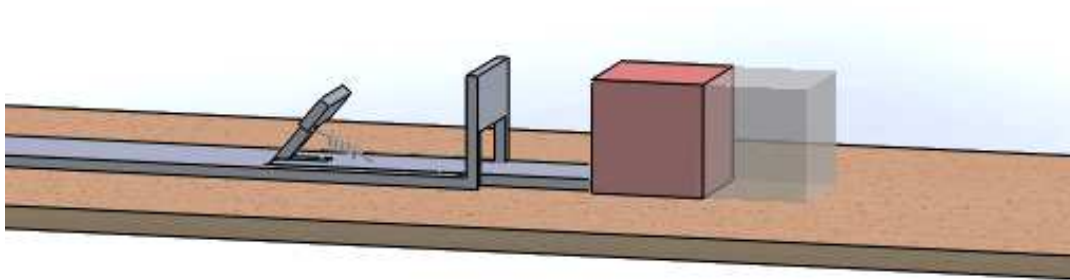
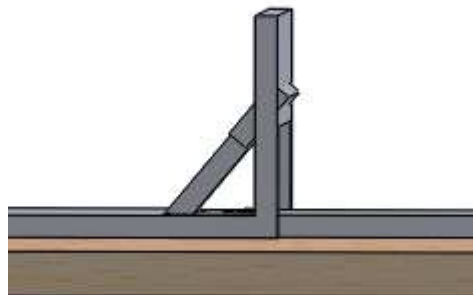


Figura 52: Imagem detalhada hipótese nº1

Neste primeiro estudo, o contato entre o linguete e a baliza revela-se impeditivo de obter bons resultados, com as duas funções possíveis de impacto ou restituição. O impacto dá-se com o sistema a funcionar bem no sentido do deslocamento, muito embora a força ação-reação acabe por ser forte o suficiente para que o contato não funcione do modo necessário, para não permitir o afastamento das carruagens. Estes detalhes podem ser visualizados nas figuras 53 e 54 acima.



*Figura 53: Movimento antes da colisão*



*Figura 54: Tentativa de engate*

### 5.1.2 Análise de Resultados – Linguete

Definindo as propriedades elásticas do contato de várias formas, experimentando-as, os resultados obrigam a tentar definir outro sistema. Os gráficos da figura 55 são reveladores disso mesmo.

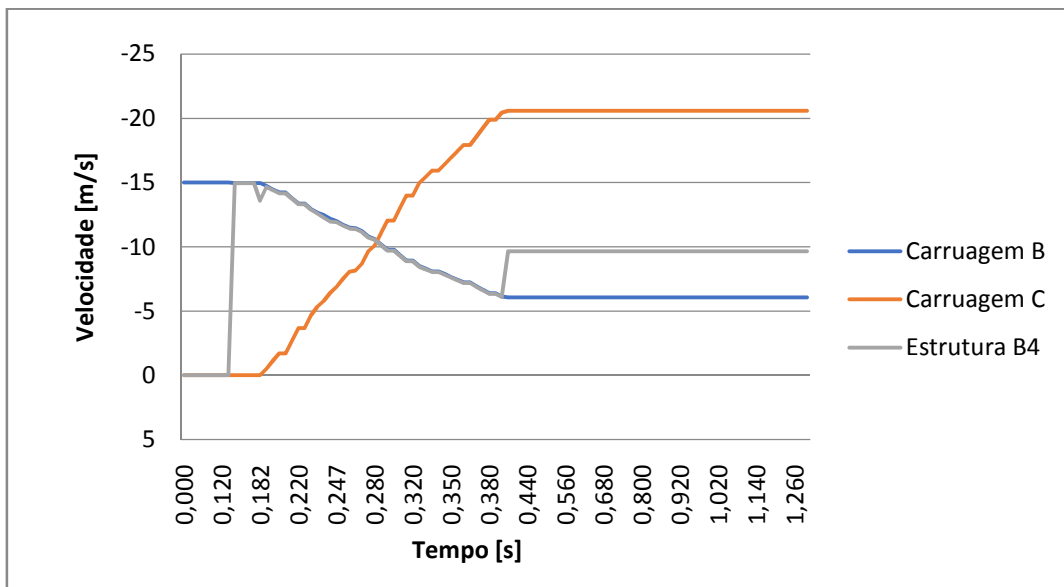


Figura 55: Gráfico velocidades vs tempo – hipótese nº1 - impacto

Com definições de impacto, aumentando ou diminuindo a rigidez de contato as carruagens continuam a seguir com velocidades bem distanciadas. As carruagens C e estrutura b4 seguem desfasadas de quase 10 m/s, enquanto a carruagem C e B quase 15m/s.

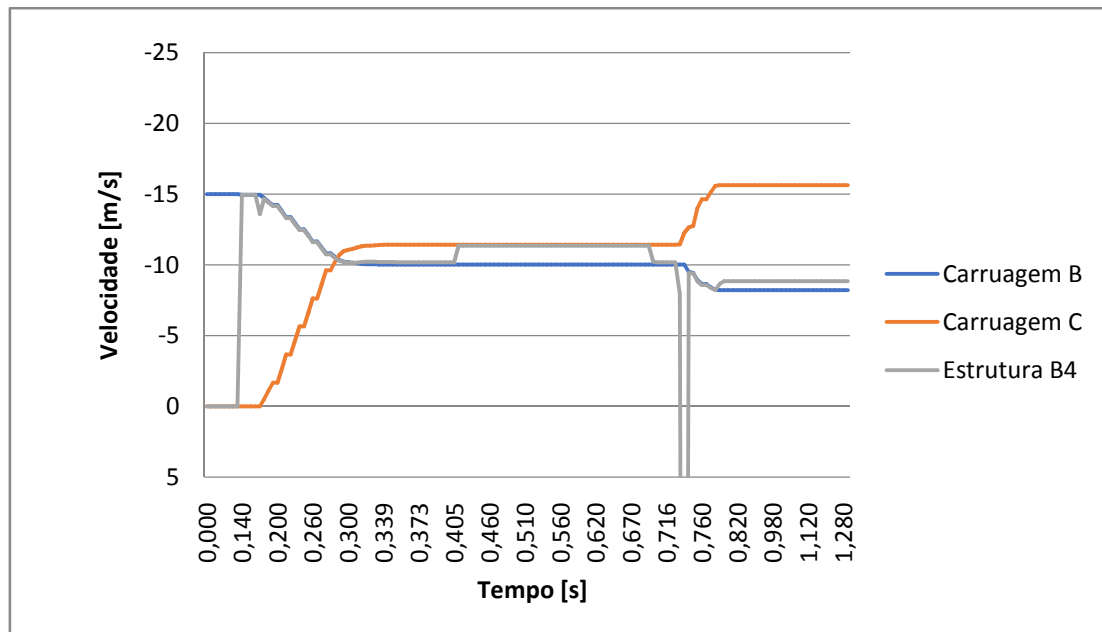


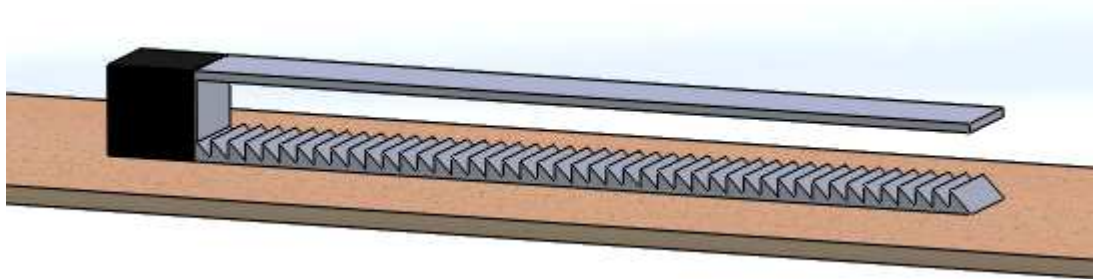
Figura 56: Gráfico velocidades vs tempo – hipótese nº1 - restituição

O mesmo sucede optando pela definição de um coeficiente de restituição igual a 0, sendo que a dada altura se dá um pico de velocidade da estrutura b4, no momento em que força vence o contacto no sentido da repulsão, visível na figura56. É importante referir que todas as restantes propriedades do contacto explicadas no modelo base são as mesmas, sendo adequadas para este tipo de simulação.

## 5.2 Hipótese nº 2 – Serrilha

### 5.2.1 Descrição

Associado a um método que se vê implementado em vários locais e situações na indústria surge a hipótese do sistema de serrilha. O objetivo é ter um caminho dentado que ao ser percorrido por uma lança no sentido do movimento, o impediria de se movimentar no sentido contrário, no momento da atuação do par ação-reação no sentido não desejado.



*Figura 57: Hipótese nº2 – carruagem c/serrilha*

A serrilha, ligada à carruagem C, foi desenhada com um batente superior para evitar que a lança tivesse oscilações verticais grandes ao entrar no conjunto (figura57).



*Figura 58: Hipótese nº2 – lança/mola torsional*

A lança desenhou-se de modo a encaixar o seu dente nos espaços da serrilha para que o efeito de repulsa não aconteça. Definiu-se o contato entre a lança e a serrilha (figura60), acrescentando-se uma mola torsional entre b4 e a lança, e foram tentadas diversas possibilidades para as variáveis deste contato, na tentativa de evitar o impacto imediato entre as superfícies da lança e serrilha, tentando bloquear a subida da lança para o campo de ação necessário e a forçando a mola a originar o suposto encaixe.



Figura 59: Opção para associação de mola

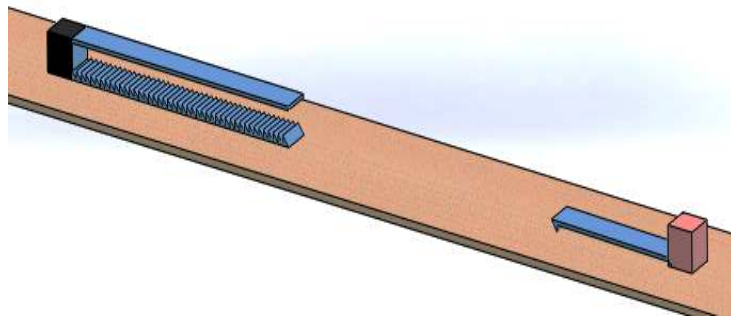


Figura 60: Hipótese nº2 - seleção dos corpos para definição de contacto

De salientar que com a função de restituição, qualquer que seja o valor inserido, a lança ao primeiro toque na serrilha perde a horizontalidade e não permite a entrada, sendo este movimento mostrado na figura 61.

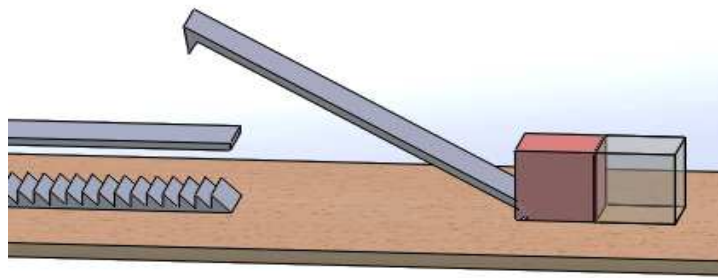


Figura 61: Hipótese nº2 – Insucesso do contato/engate

### 5.2.2 Análise de resultados

Fazendo correr o simulador, com vários valores de variáveis em ensaios diferentes, depreende-se que não é possível obter o resultado desejado. O par ação-reação tem a capacidade de não permitir o encaixe e conseqüente estabilização do dente da lança nas ranhuras existentes da serrilha, fazendo com que salte verticalmente, tocando no batente superior e assim sucessivamente até sair na totalidade do sistema. Não resolve o problema da separação dos corpos após impacto.

## 5.3 Hipótese nº 3 – movimento baseado em eventos

### 5.3.1 Descrição

A análise desta opção baseia-se no estudo de movimentos baseados em eventos definidos com um conjunto de ações de movimento resultantes de eventos desencadeados, normalmente quando não se sabe a sequência exata de tempo para alterações de elementos, podendo-se obter a sequência de tempo para alterações de elementos calculando esse estudo.

No caso deste simulador, o objetivo seria o desligar da força ação-reação no momento em que esta deixasse de comprimir, permitindo assim evitar a repulsa da estrutura e corpo B. Conseguir-se-ia o efeito desejado sem a adição de mecanismos físicos.

Avaliando o gráfico velocidade vs tempo da figura 62, procura-se estabelecer o instante de tempo em que se dá o impacto, usando o valor de tempo no ponto em que as velocidades são idênticas, para testar esta hipótese.

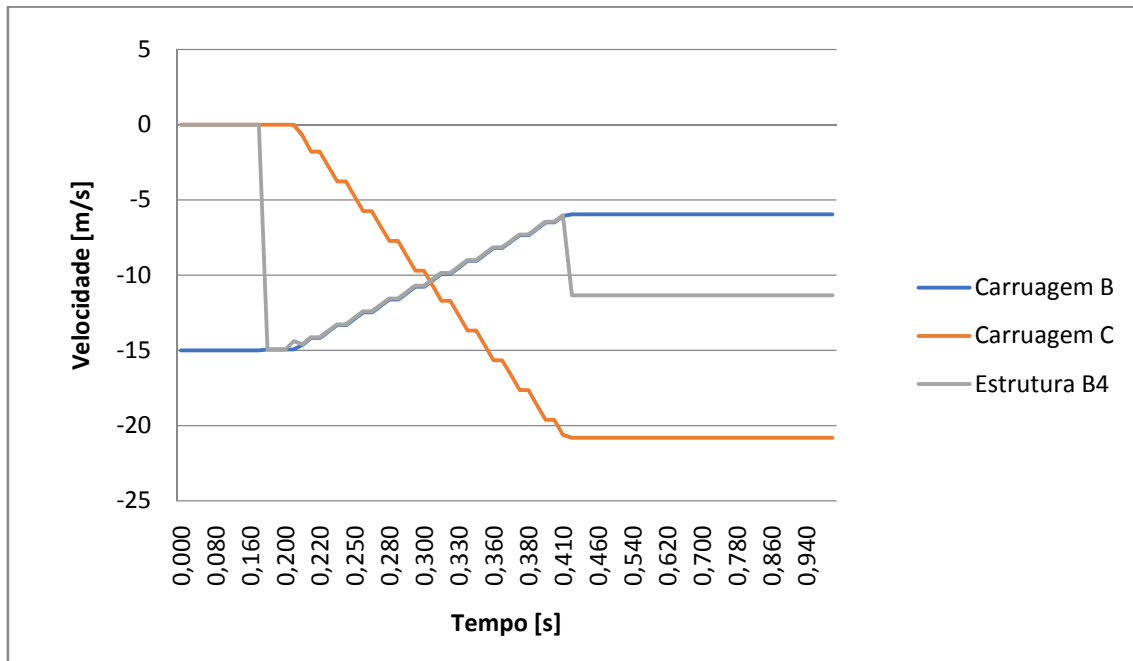


Figura 62: Hipótese nº3 - Gráfico velocidades vs tempo modelo inicial

O impacto dá-se cerca dos 0,18s e o ponto onde as velocidades são iguais é o de cruzamento das linhas do gráfico, associado aproximadamente aos 0,3 s.



Figura 60: Opção movimento baseado em eventos

Na opção indicada no separador, entra-se na função (figura63) escolhendo-se o instante de tempo e a ação correspondente que pretendemos:

Tasks		Triggers			Actions					Time	
Name	Description	Trigger	Condition	Time/Delay	Feature	Action	Value	Duration	Profile	Start	End
Parar Força		Time		0.3s	Force1	Off				0.3s	0.3s

Figura63: Hipótese nº3 – definição de parâmetros

### 5.3.2 Análise de resultados

Calculado o estudo de movimento, faz-se correr o simulador rapidamente e é verificado pelo gráfico que o desligar da força obriga ao equilíbrio das velocidades dos corpos, mas a estrutura b4 e carruagem B acabam por ultrapassar a carruagem C, devido à força ter deixado de atuar, antes do tempo. A posição final dos corpos e as velocidades associadas podem ser vista nas figura64 e 65 respetivamente.

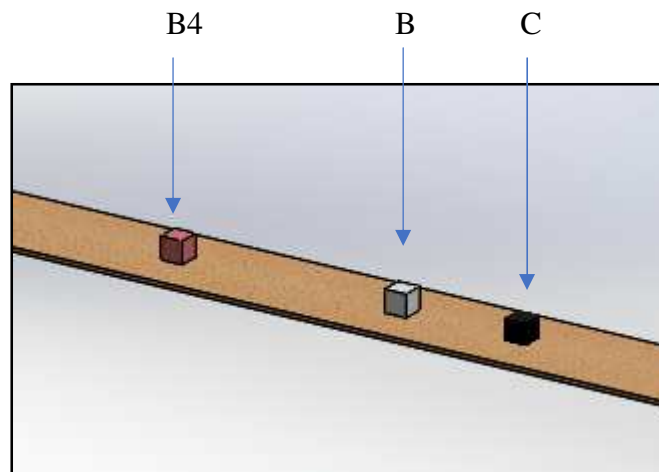


Figura 64: Hipótese nº3 – posição final dos corpos

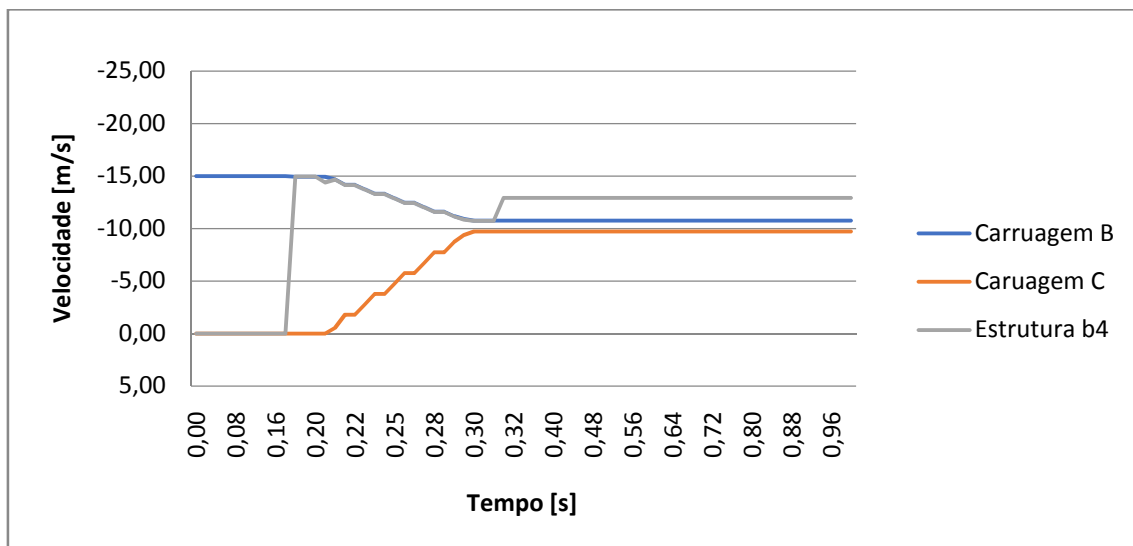


Figura 65: Hipótese nº3 - Gráfico velocidades vs tempo

Analisando o gráfico da força aplicada nos corpos b4 e C na figura 66, percebe-se que a esta atua no seu valor máximo até aos 0,4 s, desligando depois devido ao cruzamento dos corpos.

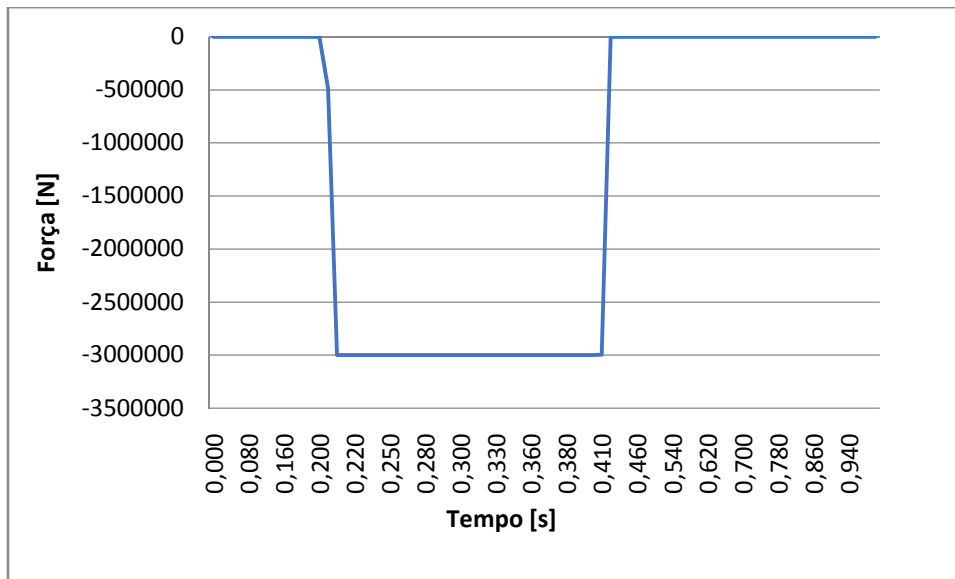


Figura 66: Hipótese nº3 - Gráfico força vs tempo

Percebe-se que ao desligar a força antes dela se desligar por si própria, os dados estão a ser adulterados no que diz respeito ao comportamento de b4 que se pretende simular, afastando o objetivo de validação dos dados da literatura. Por este motivo abandonou-se esta hipótese.

## 5.4 Hipótese nº 4 – Dispositivo de bloqueio por atrito

### 5.4.1 Suporte analítico

Voltando aos constrangimentos é importante referir que a típica forma de manter um objeto junto ao solo ou junto a outro objeto faz-se adicionando uma coincidência entre as duas faces que necessitam de tocar, no entanto, tudo muda quando queremos adicionar atrito ao simulador.

Neste caso substitui-se a coincidência por um paralelismo, indicando em seguida o atrito. Uma vez que o paralelismo já tinha sido anteriormente definido, eliminaram-se

apenas as coincidências para todas as carruagens de forma a se poderem adicionar atritos, sem conflitos, daqui em diante.

Um sistema de bloqueamento por atrito parece ser uma solução capaz para o objetivo.

As forças tangenciais geradas entre superfícies de contato são chamadas forças de atrito e ocorrem em determinado grau na interação entre todas as superfícies reais. Sempre que existe alguma tendência para uma superfície de contato escorregar sobre outra superfície, as forças de atrito desenvolvidas são sempre numa direção para opor esta tendência. Nalguns casos, pretende-se que estas forças tenham o menor valor possível, exemplo de rolamentos, escoamento de fluídos em tubagens, etc, enquanto que noutros casos como este, é pretendido maximizar os efeitos desse atrito tal como é desejado em sistemas de travagem, correias, etc.

Existem alguns tipos de atrito diferentes: atrito seco, atrito de fluidos e atrito interno. Sendo que o atrito de fluidos ocorre entre as diferentes camadas num fluido que se move a velocidades diferentes e o atrito interno corresponde a materiais sólidos que estão sujeitos a cargas cíclicas, cinge-se ao atrito seco que se caracteriza por ocorrer quando duas superfícies não lubrificadas em dois sólidos, estão em contacto sob uma condição ou tendência de deslizamento. Se uma força de atrito tangente às superfícies de contato ocorrer no intervalo que antecede o deslizamento eminente e quando o deslizamento toma lugar, este tipo de atrito tem igualmente a denominação de atrito de Coulomb. Os princípios do atrito seco ou atrito de Coulomb foram largamente desenvolvidos pelas experiências de Coulomb em 1781 e pelo trabalho de Morin entre 1831 e 1834 sendo esta a base que suporta a hipótese nesta dissertação [18].

Muito embora ainda não exista uma teoria totalmente compreensiva acerca do atrito seco, abaixo descreve-se um modelo analítico suficiente para servir de suporte à grande maioria dos problemas que envolvem este tipo de força.

Considerando um bloco sólido com massa  $m$  apoiado numa superfície horizontal, assumindo-se que as superfícies de contacto têm alguma rugosidade, aplica-se uma força horizontal  $P$  que aumenta continuamente de zero até um valor suficiente para mover o bloco e lhe dar uma velocidade apreciável.

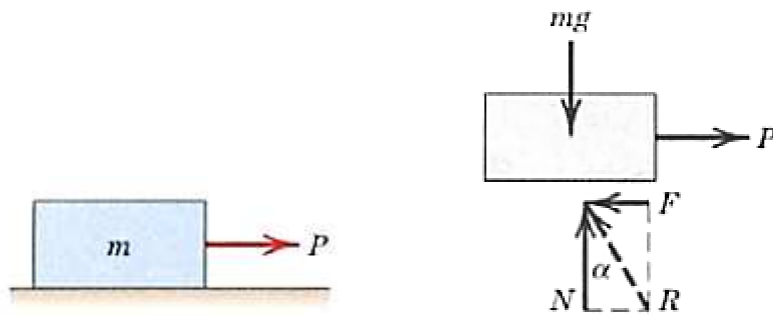


Figura 67: Hipótese nº4 – forças de atrito [18]

O diagrama de corpo livre do bloco para qualquer valor de  $P$  é mostrado abaixo, onde a força de atrito tangencial exercida pelo plano no bloco é chamada de  $F$ . Esta força de atrito atuante no corpo, estará sempre numa direção oposta ao movimento ou a tendência desse movimento. Existe igualmente uma força normal  $N$ , que neste caso iguala  $mg$  e a força total  $R$  exercida pela face de suporte no bloco é a resultante de  $N$  e  $F$  [18].

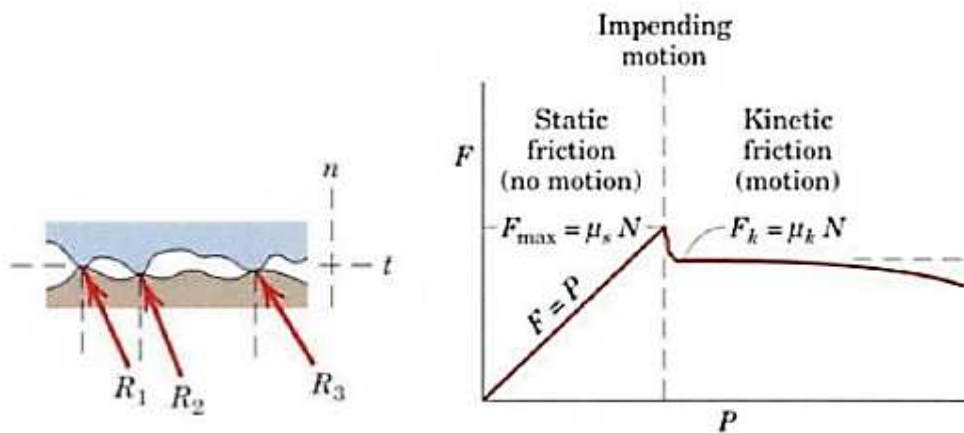


Figura 68: Hipótese nº4 – irregularidades de superfície/diagrama de corpo livre

Uma visão aumentada das irregularidades, visíveis na figura 68, das superfícies de contacto, ajudam a visualizar a ação mecânica do atrito, percebendo-se que o suporte é necessariamente intermitente. A força normal total  $N$  é o somatório das componentes  $n$  das  $R$ 's e a força de atrito total é o somatório das componentes  $t$  das  $R$ 's. Quando as superfícies estão em movimento relativo, os contactos são mais perto do topo das

irregularidades e as componentes  $t$  das forças  $R$  são menores do que quando as superfícies estão em contacto estático uma com a outra, ajudando esta observação a explicar o facto de que a força  $P$  necessária para manter o movimento é geralmente menor do que a força  $P$  necessária para iniciar o movimento e o atrito dinâmico aproximadamente  $0,75 \mu_s$ .

De acordo com a relação demonstrada no gráfico acima, quando  $P$  é zero, o equilíbrio requer que não exista força de atrito. Assim que  $P$  é aumentado, a força de atrito necessita de ser igual e oposta a  $P$  enquanto o bloco não desliza. Durante este período o bloco está em equilíbrio e todas as forças atuantes têm de satisfazer as equações de equilíbrio. Quando se chega a um valor de  $P$  que causa deslizamento no corpo na direção dessa força, ao mesmo tempo a força de atrito baixa abruptamente, mantendo-se essencialmente constante durante um período, acabando por decrescer ainda mais, à medida que a velocidade aumenta.

A região até ao ponto de deslizamento é chamada intervalo de atrito estático, e o valor da força de atrito é determinado pelas equações de equilíbrio. Para um dado par de superfícies, o modelo mostra que o máximo valor do atrito estático  $F_{m\acute{a}x}$  é proporcional à força normal  $N$ ,

$$F_{m\acute{a}x} = \mu_s N \quad (9)$$

Onde  $\mu_s$  é a constante proporcional, chamada coeficiente de atrito estático. A equação 7 aplica-se unicamente a situações onde o movimento está eminente, com a força de atrito no seu valor de pico.

Para uma condição de equilíbrio estático onde o movimento não está eminente, a força de atrito estático é

$$F < \mu_s N \quad (10)$$

Após ocorrência de deslizamento, a condição de atrito dinâmico acompanha o movimento sendo que o valor da força de atrito dinâmico é usualmente menor que a máxima força de atrito estático. A força de atrito dinâmico é também proporcional à força normal, logo,

$$F_d = \mu_d N \quad (11)$$

Onde  $\mu_d$  é o coeficiente de atrito dinâmico, que normalmente é inferior a  $\mu_s$ . À medida do aumento da velocidade, o coeficiente dinâmico diminui e a grandes velocidades esta diminuição pode ser significativa.

Devido à variabilidade de condições existentes em redor do atrito, na engenharia prática é frequentemente difícil de distinguir entre o coeficiente estático e dinâmico, especialmente na região transitória entre movimento eminente e movimento propriamente dito.

A direção da resultante  $R$ , medida pela direção de  $N$  é especificada por,  $\tan \alpha = F / N$ . Quando a força de atrito atinge o seu valor de limite estático  $F_{máx}$ , o ângulo  $\alpha$  atinge um valor máximo  $\phi_s$ , daí,

$$\tan \phi_s = \mu_s \quad (62)$$

Quando o deslizamento está a ocorrer, o ângulo  $\alpha$  tem o valor de  $\phi_k$  correspondendo à força de atrito dinâmica,

$$\tan \phi_k = \mu_k \quad (13)$$

Na prática, é regularmente usada a expressão  $\tan \phi = \mu$ , onde o coeficiente pode referir-se ao estático ou dinâmico dependendo da situação.

O ângulo de atrito para cada caso define claramente a direção limite da reação total  $R$  entre duas superfícies de contacto. Se o movimento está eminente,  $R$  deverá ser um elemento do cone circular direito do ângulo vértex  $2\phi_s$ . Se o movimento não está eminente,  $R$  está dentro do cone. Se o movimento ocorre, o ângulo do atrito dinâmico aplica-se e a reação vai-se associar à superfície de um cone diferente de ângulo vértex  $2\phi_k$  [18].

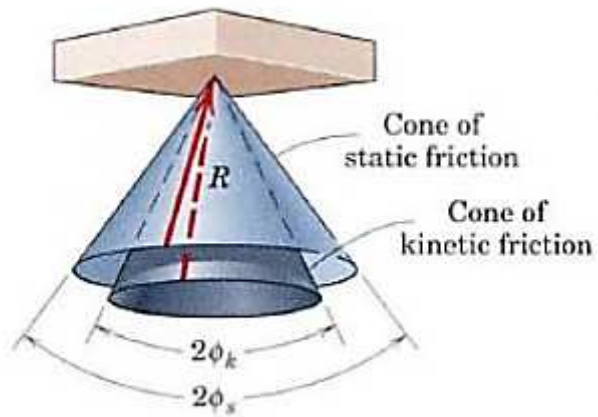


Figura 69: Hipótese nº4 – cones de atrito estático e dinâmico [18]

#### 5.4.2 Descrição

Com base num exemplo teórico [18], foram criados 5 corpos: o piso, estrutura B4, carruagem C, calço travão e biela tendo como objetivo o teste do sistema básico de bloqueio, antes de avançar para o modelo de simulação de impacto.

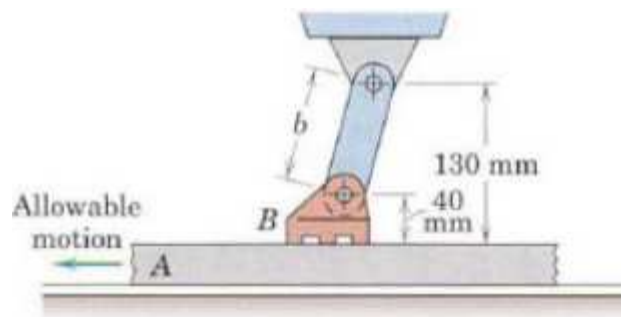


Figura 70: Hipótese nº4 – imagem dispositivo bloqueio – exemplo teórico

Após ser feita a montagem dos corpos a representação é a da figura 71 abaixo:

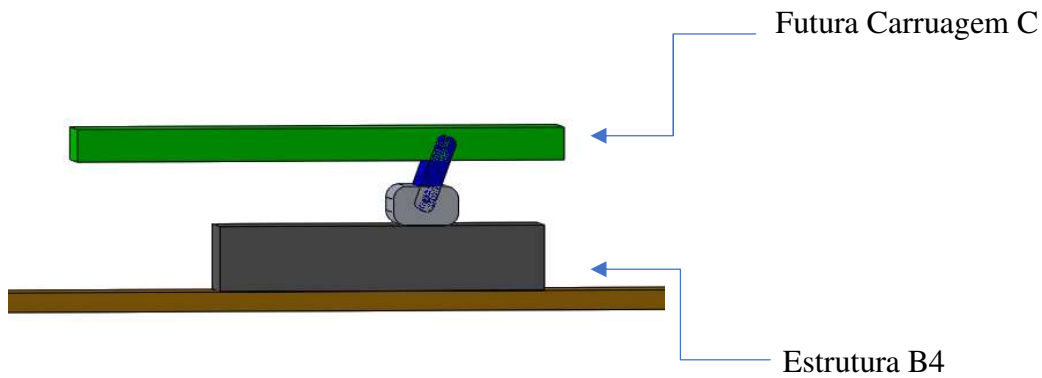


Figura 71: Hipótese nº4 – imagem dispositivo bloqueio – exemplo teórico

Considerando um coeficiente de atrito entre o calço e a estrutura b4 de 0,4 calcula-se o ângulo máximo entre a biela e a futura carruagem C e em consequência o comprimento máximo da biela seguindo o modelo analítico:

$$\Theta_{m\acute{a}x} = \phi = \tan^{-1} \mu = \tan^{-1} 0.4 = 21.8^{\circ} \quad (\text{considere-se } 20^{\circ})$$

$L_{m\acute{a}x}$  entre furos para a biela =  $90 / \cos 21.8 = 96,9 \text{ mm}$  (vamos considerar 90mm, figura 72)

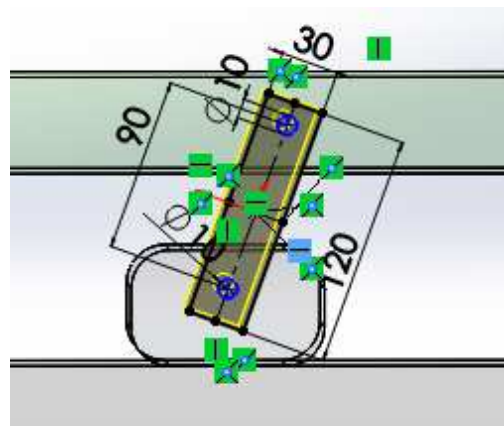
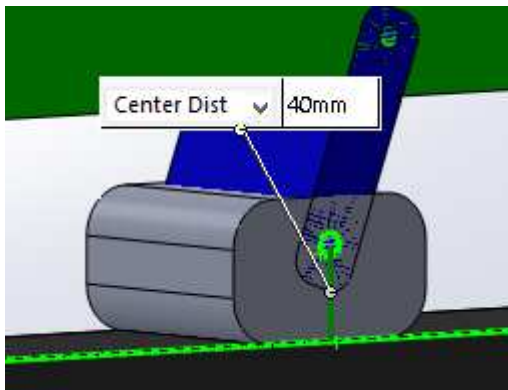


Figura 72: Hipótese nº4 – imagem detalhada - dimensões

As massas dos corpos são definidas de acordo com os dados do artigo [2]:

Carruagem B – 70000 kg

Estrutura b4 – 255 kg

Carruagem C – 30538 kg

Sendo ao conjunto calço/biela atribuída uma massa igual à da estrutura b4.

As dimensões do calço foram aumentadas como mostra a figura 73, de modo a ser maior a superfície de contacto:

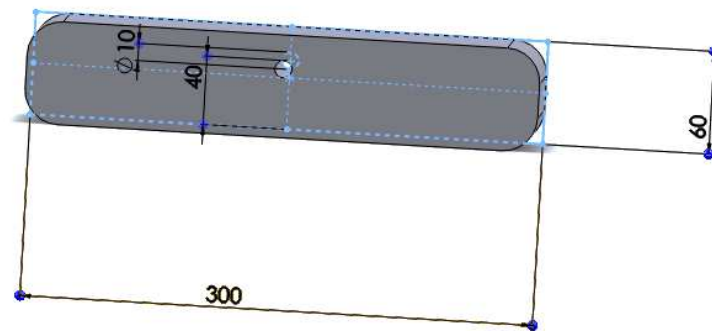


Figura 73: Hipótese nº4 – dimensões calço de bloqueio

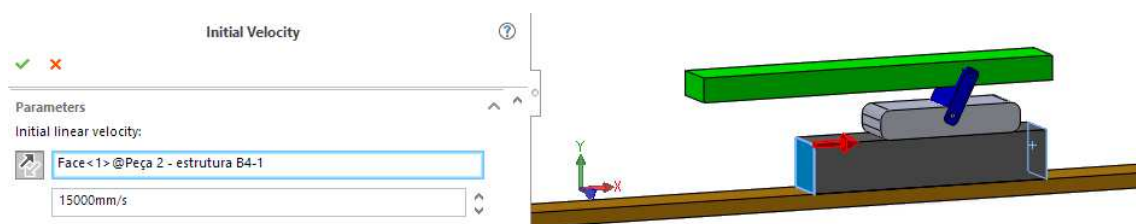


Figura 74: Hipótese nº4 – velocidade inicial contrária

Define-se uma velocidade inicial de 15m/s na estrutura b4, oposta ao sentido da colisão, como demonstra a figura 74, simulando a repulsão de maneira a ser perceptível o funcionamento ou não do sistema, ou seja, se bloqueia o movimento inverso. A resposta

é positiva, permitindo passar-se à fase seguinte, de completar o sistema com a carruagem C mais perceptível e inclusão de uma mola linear de forma a tornar os testes ao sistema mais aproximados do necessário. Encontrando um equilíbrio em que, com um determinado  $k$  para a mola, o sistema de bloqueio funcionasse, funcionaria igualmente para um par ação-reação ao invés da mola linear.

A introdução da mola é feita através do parâmetro assinalado para o efeito, “Spring” com o  $k$  introduzido inicialmente de 5000 N/m, figuras 75 e 76.

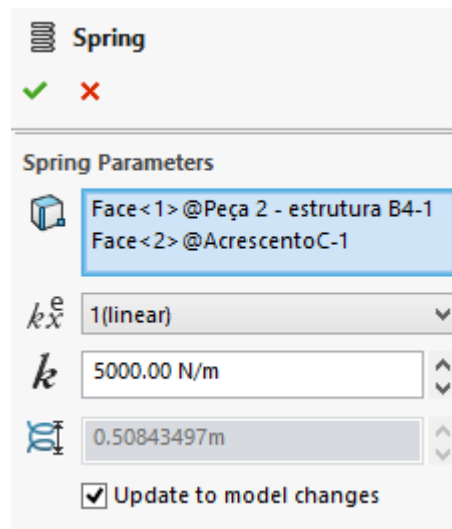


Figura 75: Hipótese nº4 – parâmetros da mola

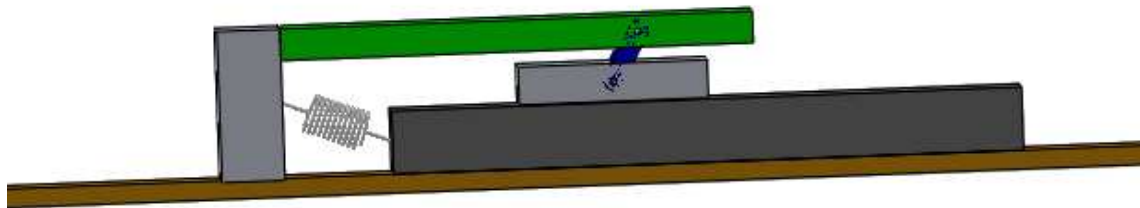


Figura 76: Hipótese nº4 – representação da mola no sistema

### 5.4.3 Análise de resultados

As várias tentativas, variando os  $k$ 's da mola, as variáveis de contacto, as dimensões da estrutura b4 o formato do calço e até diferentes coeficientes de atrito, revelam-se

infrutíferas. O facto de não ser possível bloquear a força de uma mola linear contra a estrutura b4 no sentido oposto, impossibilita a obtenção de conclusões favoráveis acerca desta hipótese, inviabilizando o conseqüente progresso da mesma em termos de simulador.

## 5.5 Hipótese nº 5 – Dispositivo de bloqueio por atrito – calço redondo

### 5.5.1 Descrição – ensaio com mola linear

Um dos dispositivos usados para a resolução de alguns problemas desta ordem, integra um calço redondo com um furo excêntrico, que no caso em estudo, ao rodar sob o eixo desse furo e com a sua superfície em contacto tangencial com a estrutura b4, bloqueará o movimento. A representação é visível na figura 77 abaixo.

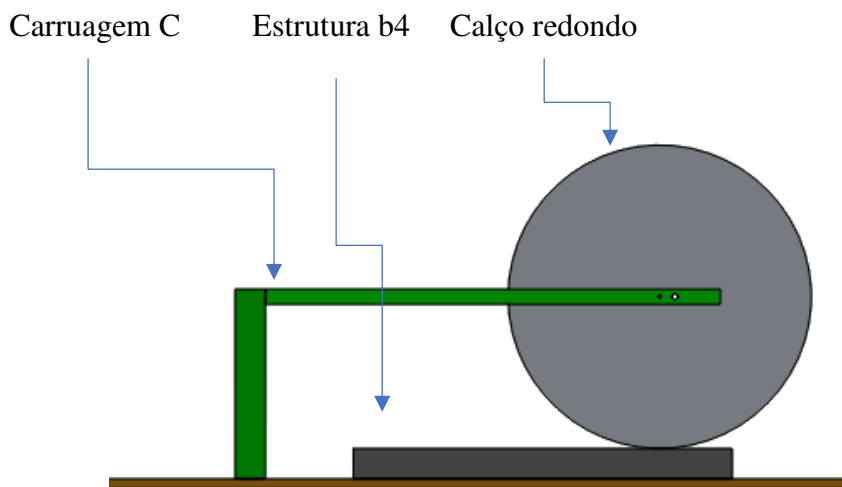


Figura 77: Hipótese nº5 – representação dispositivo de bloqueio

De acordo com este tipo de dispositivo: Se  $d < \mu \cdot R$ , onde  $d$  é a distância desde o centro da circunferência até ao eixo sob o qual rodará o dispositivo,  $R$  o raio e  $\mu$  o coeficiente de atrito a considerar, o dispositivo funcionará, significando que da forma

como está disposto o eixo onde roda o calço representado pelo furo, para a esquerda o movimento será possível enquanto que para a direita será bloqueado.

Considerando  $\mu = 0.2$ , coeficiente de vários aços sem lubrificação, para efeitos de teste:

$$d < 0.2R$$

$R = 0.5\text{m}$  considerando um diâmetro de  $1\text{m}$ , logo,  $d < 0.1\text{m}$

Define-se uma distância de  $0.05\text{m}$ .

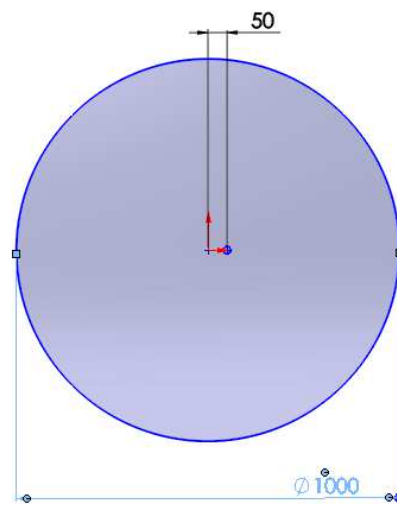


Figura 78: Hipótese nº5 – dimensões calço redondo

As peças são desenhadas de acordo com as cotas referidas nas figuras 78, 79, 80 e 81, sempre com a largura de 100mm e a montagem feita como demonstra a imagem geral. Adotando o princípio da hipótese anterior, mas introduzindo a carruagem B com a sua velocidade inicial de 15 m/s. Inicialmente tentar-se-á comprovar o funcionamento do dispositivo através da inclusão de uma mola linear, com um k definido adiante.

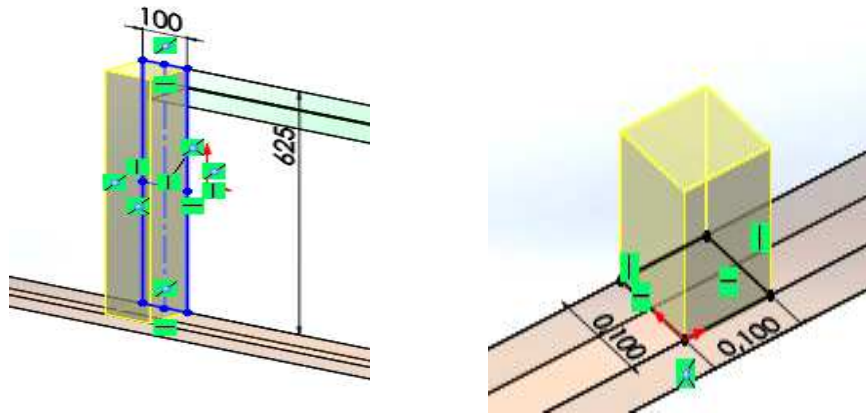


Figura 79: Hipótese nº5 – dimensões carruagem C

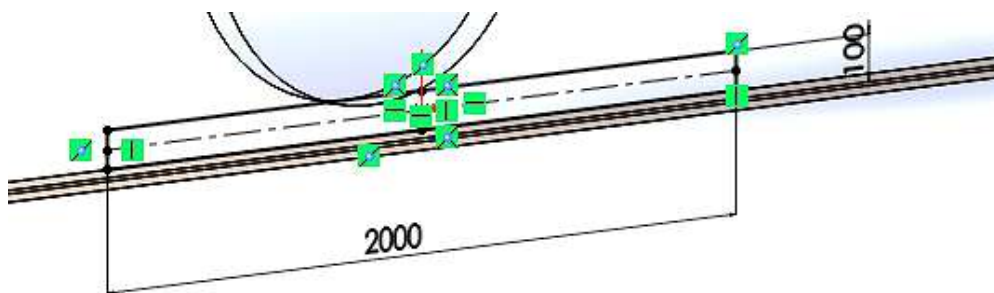


Figura 80: Hipótese nº5 – dimensões estrutura b4

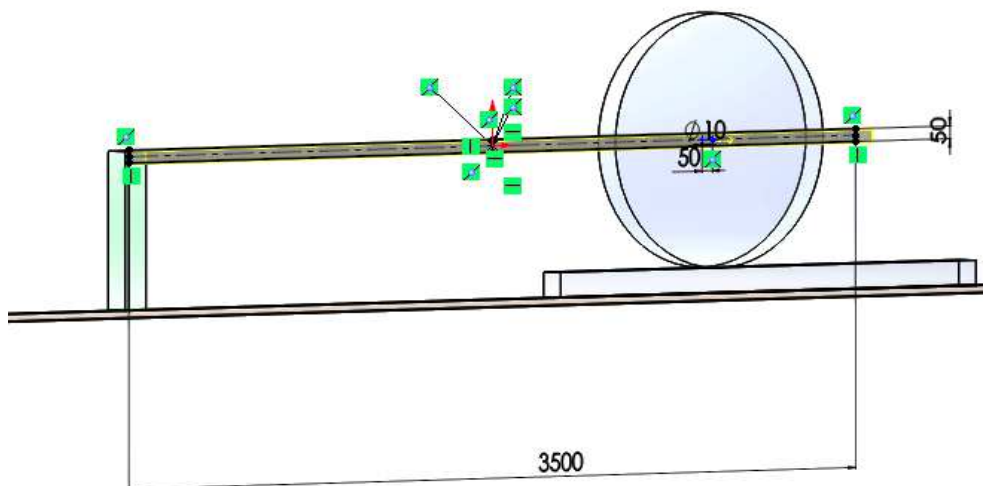


Figura 81: Hipótese nº5 – dimensões complemento carruagem C

As massas dos corpos são definidas de acordo com os dados do artigo [2]:

Carruagem B – 70000 kg

Estrutura b4 – 255 kg

Carruagem C – 30538 kg

Sendo ao calço redondo atribuída uma massa igual à da estrutura b4.

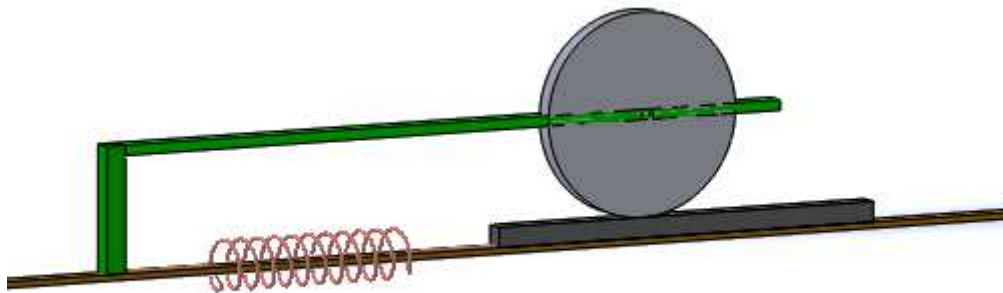


Figura 82: Hipótese nº5 – representação da mola

Define-se um valor arbitrário para a constante da mola de 200000 N/m, aproximadamente 20 toneladas.

Os contatos são introduzidos:

- estrutura b4 – piso, sem coeficiente de atrito associado, com as propriedades elásticas pré-definidas;

Elastic Properties	
<input checked="" type="radio"/> Impact	
<input type="radio"/> Restitution coefficient	
Stiffness:	1149923.50841407 N/m
Exponent:	2
Max. Damping:	588.39681481 N/(m/s)
Penetration:	0.0001m

Figura 83: Hipótese nº5 – variáveis contacto b4/piso

- carruagem B – estrutura b4, definida como no modelo inicial;
- carruagem C – piso, sem coeficiente de atrito associado, com as propriedades elásticas pré-definidas, iguais ao primeiro ponto;
- especial relevância para o contato entre o dispositivo redondo e a estrutura b4, onde foi inserido o coeficiente de atrito de 0.2 estático e dinâmico mais as propriedades elásticas de impacto que, após inúmeras tentativas culminaram no funcionamento deste processo experimental.

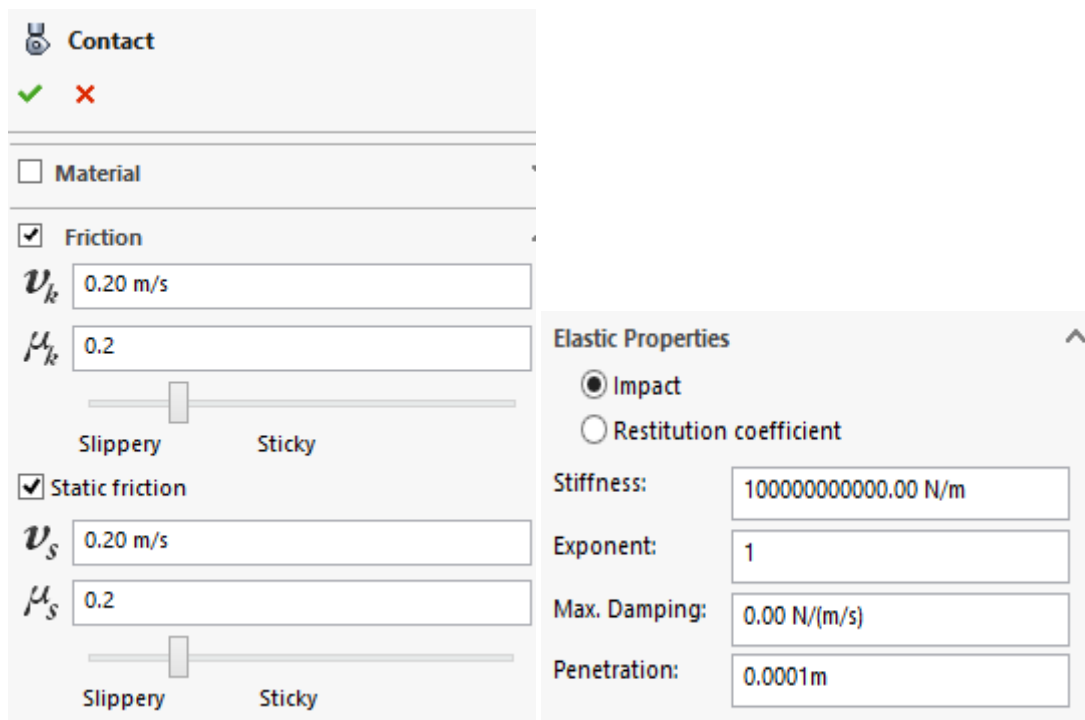


Figura 84: Hipótese nº5 – variáveis contacto dispositivo de bloqueio/b4

A rigidez assume-se  $10^{10}$  N/m, valor superior aos  $10^8$  do artigo. Ao se definir este último valor, figura 84, o simulador fica com um comportamento onde se dão movimentos abruptos repetitivos no sentido do deslocamento e sentido inverso, entre carruagem B e estrutura b4, não permitindo que o dispositivo funcione corretamente.

Importante a referência ao facto de que o simulador, quando confrontado com a opção da função de coeficiente de restituição para este contato, não bloqueia o movimento contrário, fazendo com que o dispositivo não funcione e acabando por permitir sempre a penetração, fazendo com que o calço dê a volta em torno do seu eixo, como demonstra a figura 85.

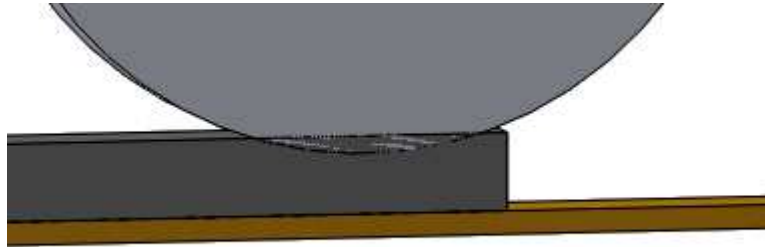


Figura 85: Hipótese nº5 – função restituição – penetração associada

### 5.5.2 Análise de resultados

Após introdução de vários valores de  $k$  para a mola, apenas com o  $k$  introduzido de 125.0000 N/m, aproximadamente 130 toneladas, se consegue que suporte a compressão do impacto, verificando-se que momento seguinte da repulsão o dispositivo bloqueia o movimento contrário, atingindo o objetivo proposto, visível na figura 87.

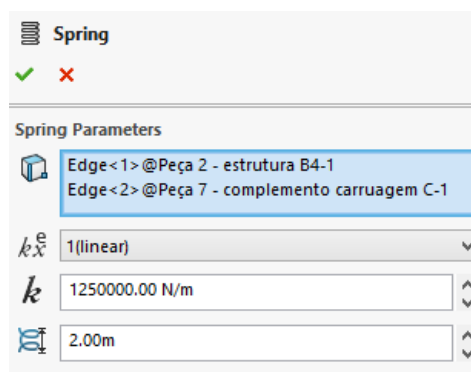


Figura 86: Hipótese nº5 – parâmetros da mola

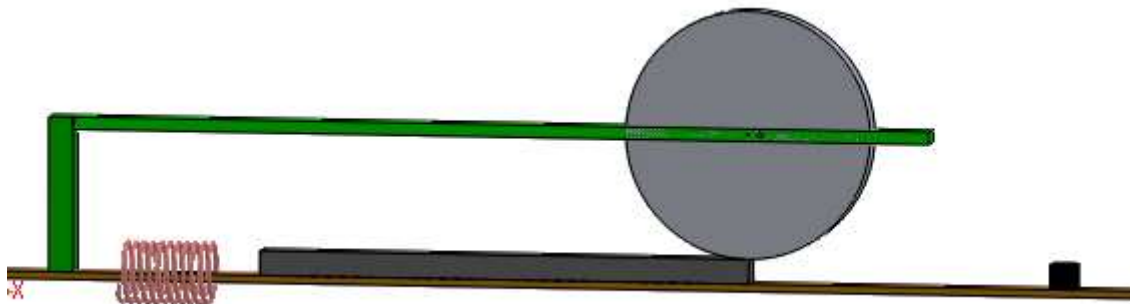


Figura 87: Hipótese nº5 – dispositivo de bloqueio a funcionar com mola linear

É possível verificar no gráfico da figura 88 que estrutura b4 e carruagem C seguem com a mesma velocidade, constante, após o instante em que o dispositivo bloqueia o sistema. Esse bloqueio revela-se algo instável, provocando os picos comprovativos disso mesmo no gráfico velocidade vs tempo dos corpos. Esta análise permite aceder ao passo seguinte de incorporação da força ação-reação.

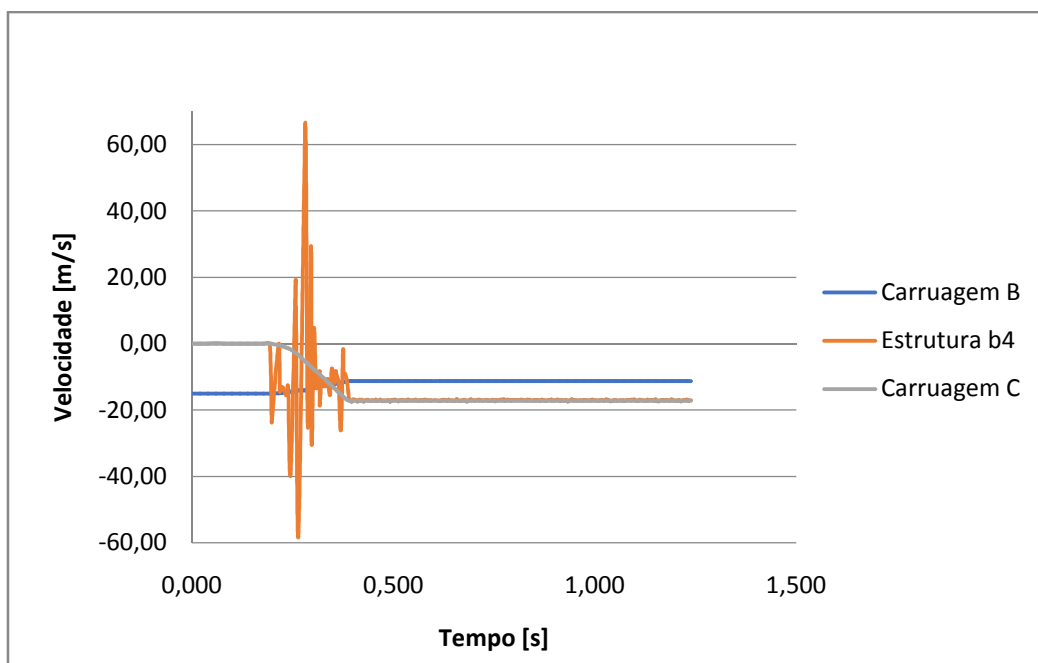


Figura 88: Hipótese nº5 – Gráfico velocidades vs tempo – mola linear

### 5.5.3 Descrição – ensaio com força ação-reação

Avançando no teste experimental proposto, segue-se para o passo seguinte, nomeadamente a inclusão da força, especificada pelo fornecedor da estrutura b4, da mesma forma como inserida na criação do simulador, ponto 4.1.

Tabela 89: Hipótese nº5 – Confirmação dos pontos da força

Linear Displacement1 (	Value
0m	3000000.00N
1.95m	3000000.00N
1.99m	1000000.00N
2m	0.00N
3m	0.00N

Opta-se ao mesmo tempo por aumentar a estrutura b4 para as dimensões da figura91, retificando-se o constatado no ensaio anterior, onde estaria no limite da sua dimensão para o dispositivo de bloqueio funcionar, como se pode verificar na figura90.

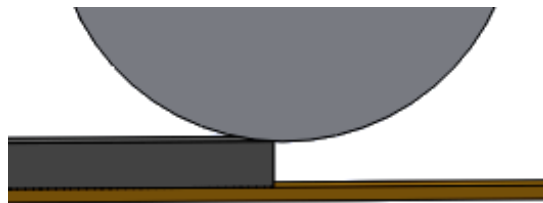


Figura 90: Hipótese nº5 – limite de bloqueio – mola linear

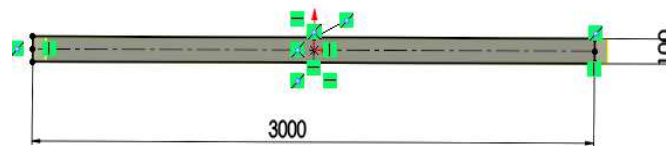


Figura 91: Hipótese nº5 – redimensionamento b4

As distâncias entre carruagens do modelo inicial são agora respeitadas de maneira a estarem envolvidas todas as condições necessárias à validação do simulador, respeitando principalmente os 2m entre b4 e C, que influenciam na atuação da força.



Figura 92: Hipótese nº5 – representação geral

Analisando o gráfico velocidade vs tempo da hipótese anterior são visíveis os picos de velocidade atingidos pela estrutura ao ser bloqueada pelo calço, parecendo estarem associados a um bloqueio não imediato. Na tentativa de colmatar essa situação, optou-se por rodar o calço 40° para a esquerda, obrigando o eixo de rotação excêntrico a subir relativamente ao piso (figura 93).

O acionamento do dispositivo tornar-se desta forma mais direto.

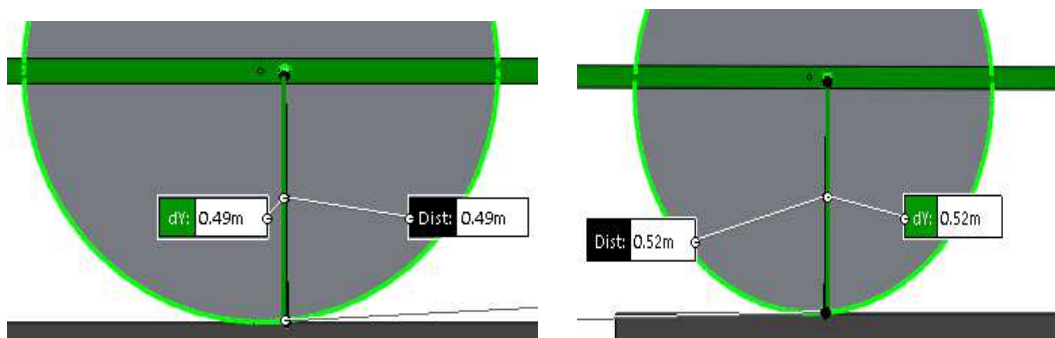


Figura 93: Hipótese nº5 – altura do eixo de rotação ao piso

A altura da carruagem C foi modificada na mesma proporção e o contato tangencial entre as superfícies de contato foi refeito com as mesmas características.

O tempo do estudo foi reduzido, sendo pequeno o periodo crítico que se pretende analisar. Para efeitos comparativos, mais do que 0,5s não são necessários.

#### 5.5.4 Análise de resultados – ensaio com força ação-reação

Recalcula-se o simulador e conclui-se que o dispositivo de bloqueio por atrito através de um calço redondo funciona, permitindo simular a colisão entre as carruagens sem que elas se separem após a mesma. Analisa-se o gráfico velocidade vs tempo, onde a atuação do dispositivo se revela bastante mais direta e estável, evidenciando melhorias evidentes na velocidade da estrutura b4 desde quando sofre contato até ao bloqueio, não atingindo picos elevados de velocidade. A carruagem C após sofrer o impacto, acelera até velocidade constante igual à da estrutura de absorção considerada de 12 m/s, e a carruagem B depois da colisão decresce a sua velocidade, seguindo com uma velocidade constante de 9.7 m/s, ligeiramente inferior à dos outros dois corpos. Estes dados podem ser vistos no gráfico abaixo, figura94.

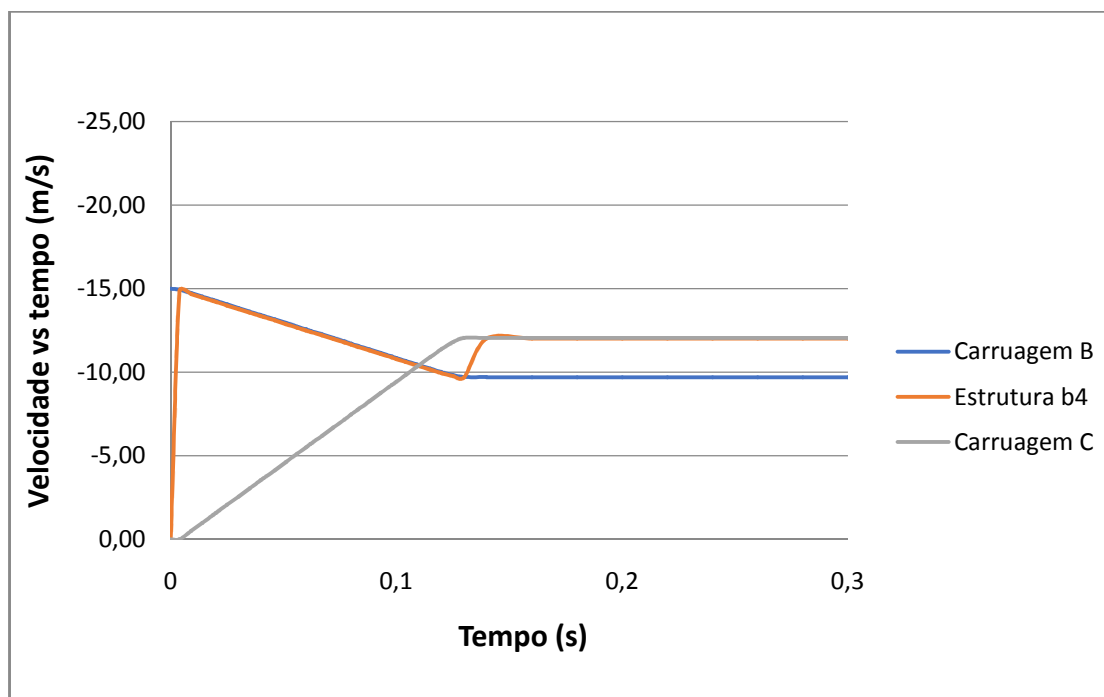


Figura 94: Hipótese nº5 – Velocidades vs tempo – Gráfico final

Passando à análise da força aplicada, no gráfico da figura 95 é visível a atuação da força no seu valor máximo desde a colisão até ao final da simulação, comprovando o funcionamento com sucesso do dispositivo de bloqueio que obriga os corpos não imprimirem repulsão após o impacto.

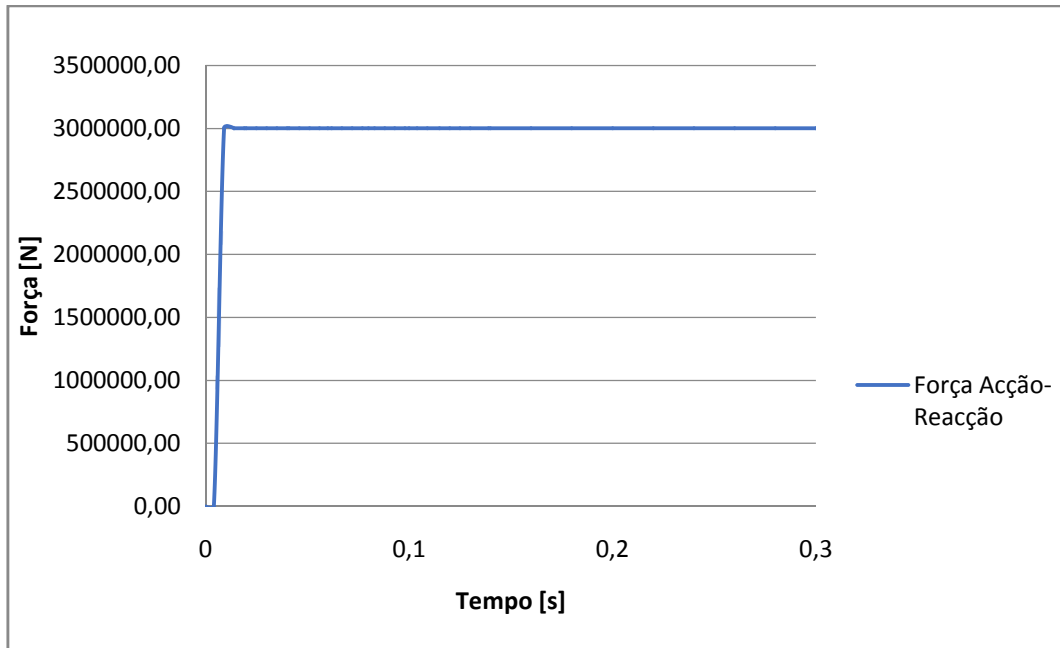


Figura 95: Hipótese nº5 –Gráfico Força vs Tempo

A força de contacto entre o dispositivo e a estrutura b4 é igualmente verificada, atingindo-se um valor máximo de  $-3000521,587\text{ N}$ , pico gerado no instante do bloqueio, como é possível visualizar com o gráfico da velocidade linear de b4, conjunto ao gráfico da força. A partir do instante de bloqueio a força segue constante no seu valor máximo de  $3000000\text{ N}$ , acompanhando a velocidade constante de b4.

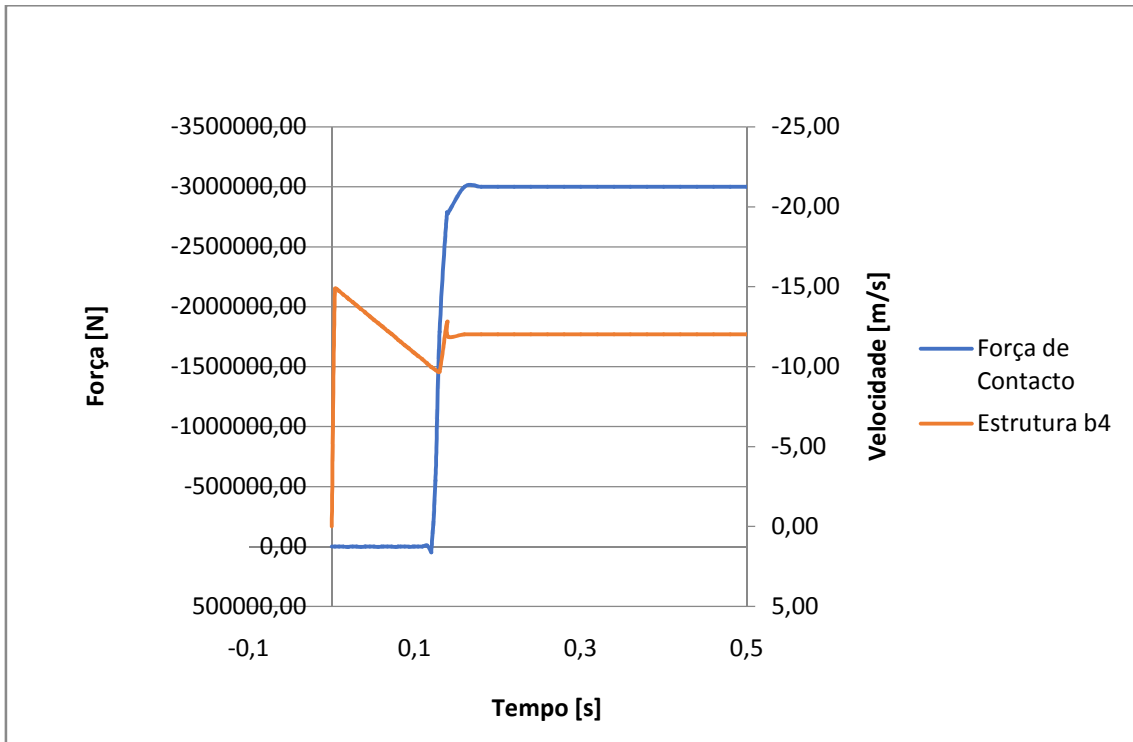


Figura 96: Hipótese nº5 –Gráfico Força/Velocidade vs tempo

Relativamente ao deslocamento da estrutura b4, é identificado um valor de aproximadamente **0,80 m**, calculado pela diferença entre  $p$  posicionamento inicial e o valor posicional após impacto e bloqueio. Este dado mostra a deformação total da estrutura de absorção na colisão, visível no gráfico da figura 97 abaixo.

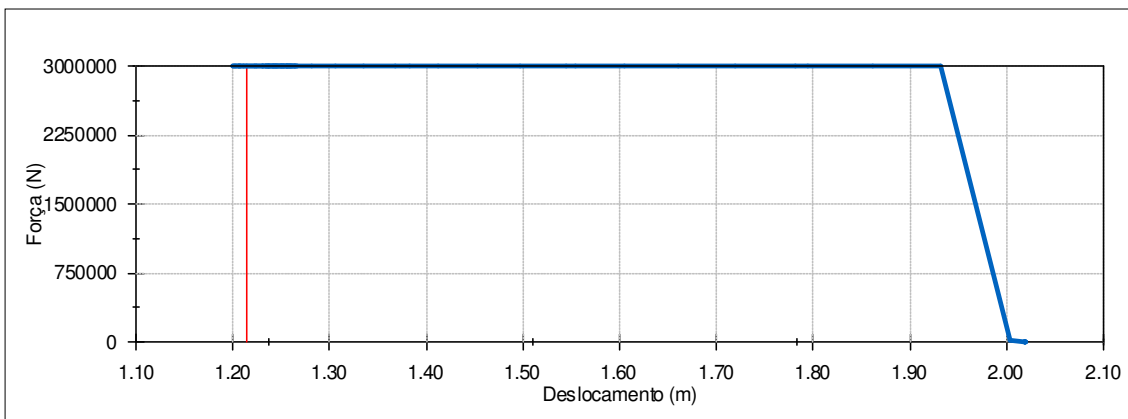


Figura 97: Hipótese nº5 –Gráfico Força vs deslocamento

A carruagem C evidencia uma absorção de energia de 2204626 Joule.

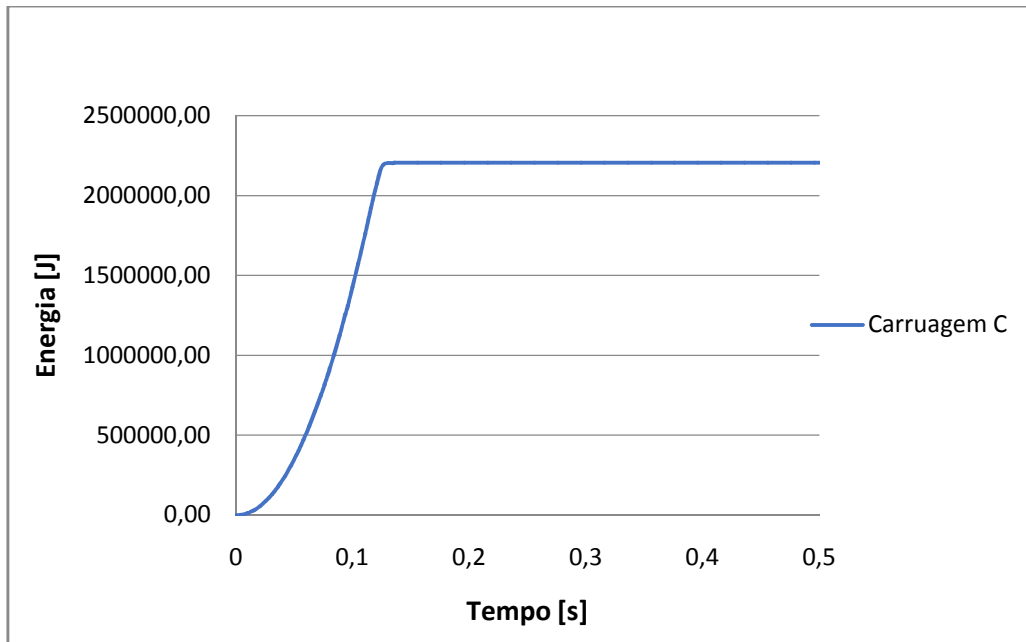


Figura 98: Hipótese nº5 –Gráfico Energia Absorvida carruagem C/ estrutura vs tempo

O gráfico da aceleração linear da carruagem C apresenta um valor máximo de  $-98,29 \text{ m/s}^2$  como se pode avaliar no gráfico da figura 99.

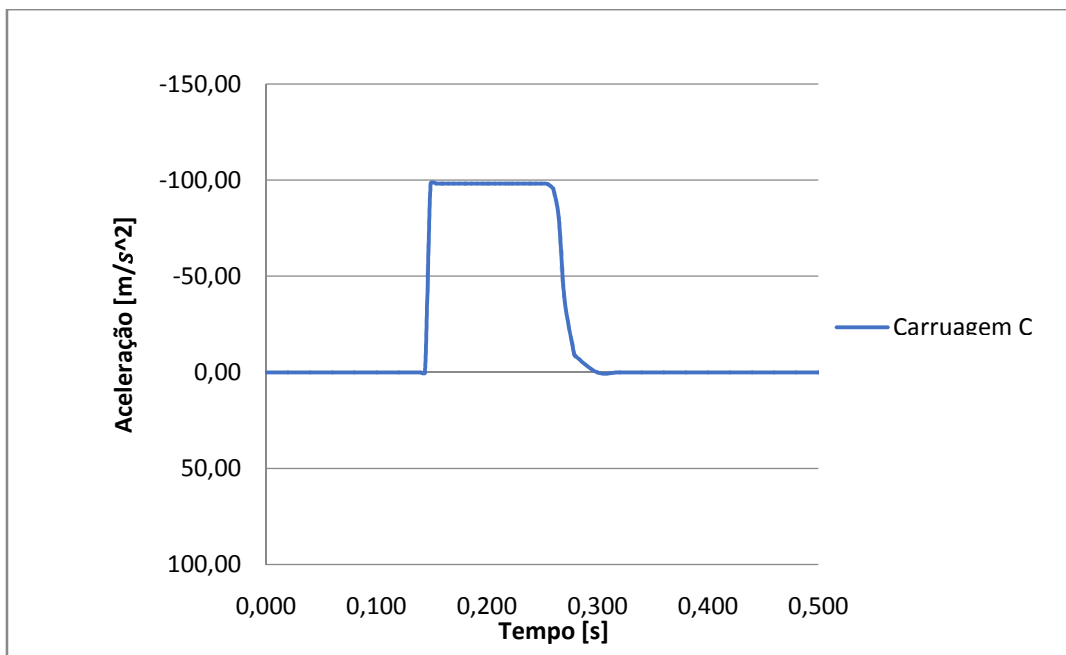


Figura 99: Hipótese nº5 –Gráfico Aceleração carruagem C vs tempo

### 5.5.5 Comparação de resultados – Crash2D vs Solidworks

O modelo da hipótese nº5 foi implementado no software da referência [2] para duas carruagens (B e C). Três dos principais gráficos importantes à comparação de resultados podem ser observados. Na figura 100 o gráfico obtido para a velocidade vs tempo e na figura 101a a sobreposição desse mesmo gráfico com o obtido pelo simulador hipótese nº5.

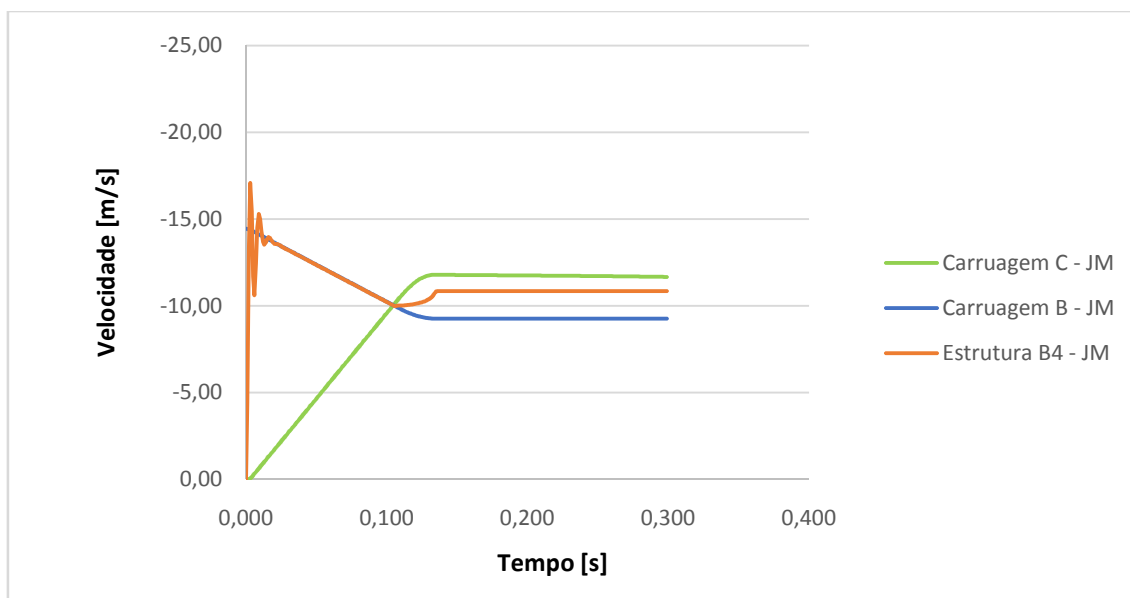


Figura 100: Gráfico Velocidade vs tempo - literatura

É perceptível no gráfico acima o equilíbrio de velocidades dos três corpos, que no gráfico abaixo sobreposto se confirmam, permitindo também visualizar um comportamento da estrutura b4 indicativo da fiabilidade do simulador, onde a sua velocidade final é idêntica à velocidade final da carruagem C. A semelhança de resultados é evidente para valores finais de velocidade atingidos, visíveis na figura 101.

Tabela 101: Valores de Velocidade – literatura vs SolidWorks

	Velocidade (m/s)	
	Literatura	SolidWorks
Carruagem B	-9,26	-9,69
Carruagem C	-11,72	-12,00
Estrutura b4	-10,85	-12,05

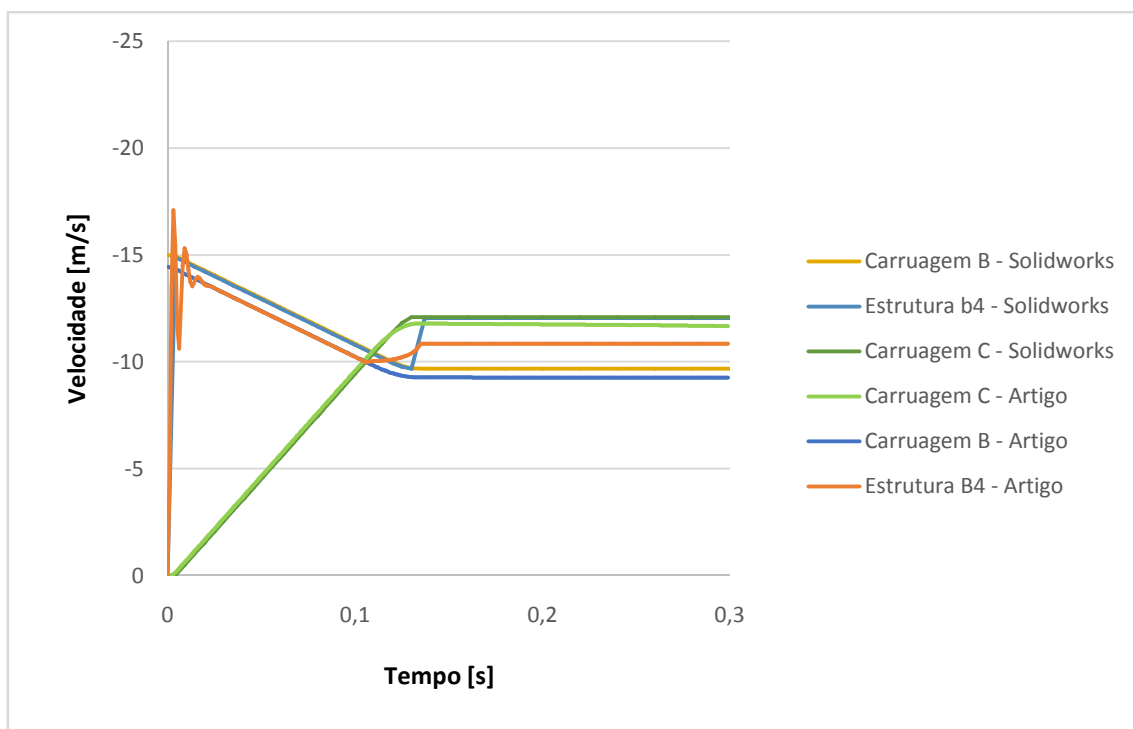


Figura 101a: Gráfico Velocidade vs tempo – literatura+simulador Solidworks

Em seguida pode ser visualizada a sobreposição dos gráficos da figura 102, respeitantes à força vs deslocamento da literatura com os obtidos pelo simulador. Nesta análise pode ser verificado um deslocamento máximo de 0,75 m para dados da literatura enquanto que para o simulador criado em SolidWorks um deslocamento máximo verificado de 0,79 m.

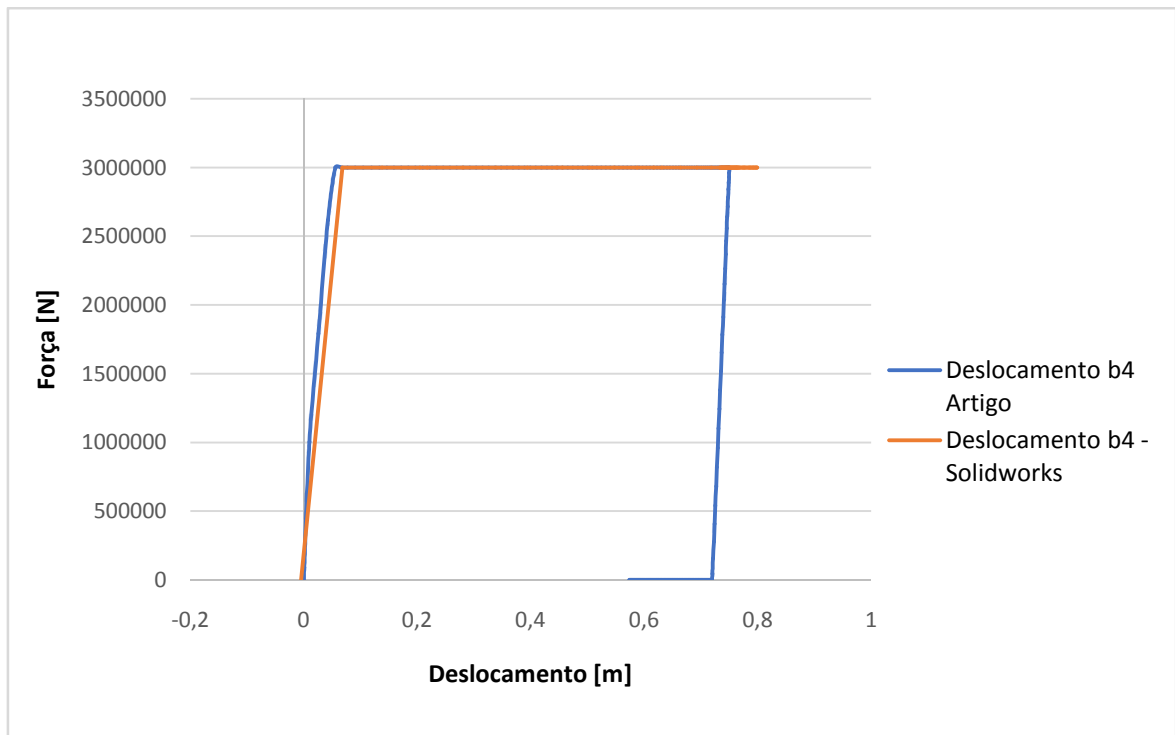


Figura 102: Força vs deslocamento – literatura+simulador Solidworks

Por último é possível comparar o comportamento da força no tempo, através da sobreposição dos gráficos abaixo, figura 103. É visível que o gráfico que caracteriza a força nos valores obtidos pelo Solidworks demonstra atuação da força até ao final da simulação, ao contrário dos dados da literatura. Este facto resulta de condicionantes do software atual, tendo sido esta a razão do afastamento das carruagens e consequente maior desafio desta tese em Solidworks.

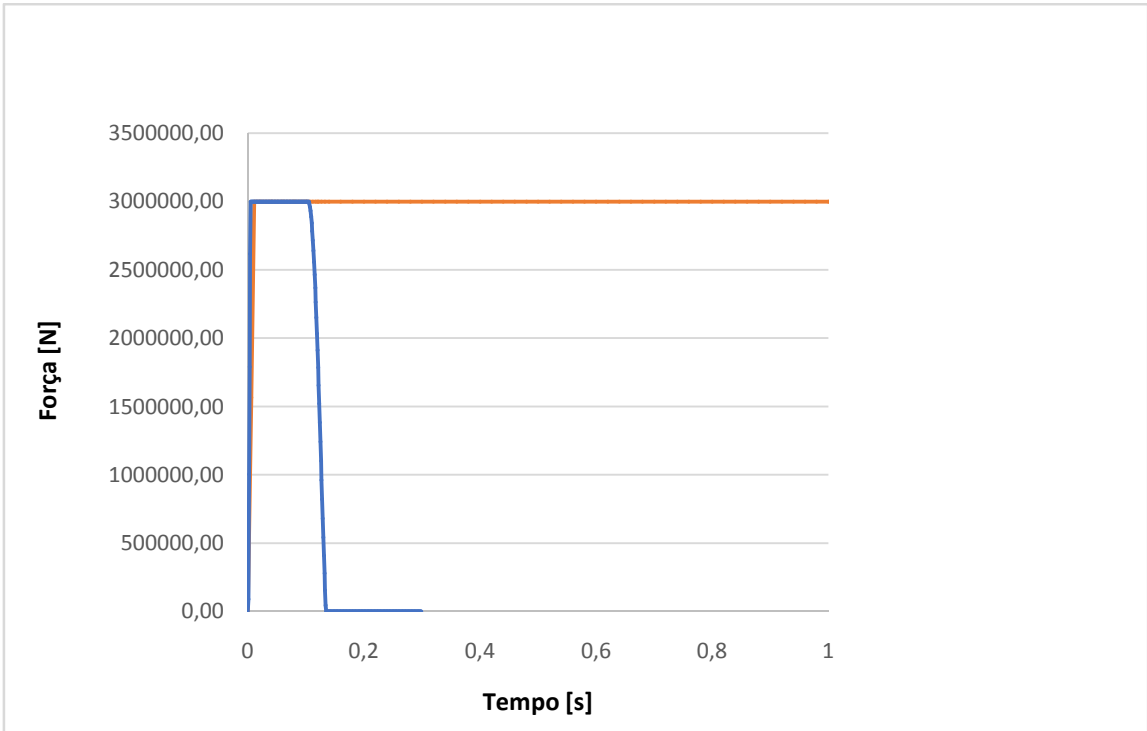


Figura 103: Força vs tempo – literatura+simulador Solidworks

## 6. Simulação Global (caso do artigo)

A continuação do simulador envolve acrescentar ao modelo os corpos correspondentes, nomeadamente a carruagem A, buffers e couplers para carruagens A e C, tal como descreve a referência [2] e como está representado de forma simples nas figuras 104 e 105.

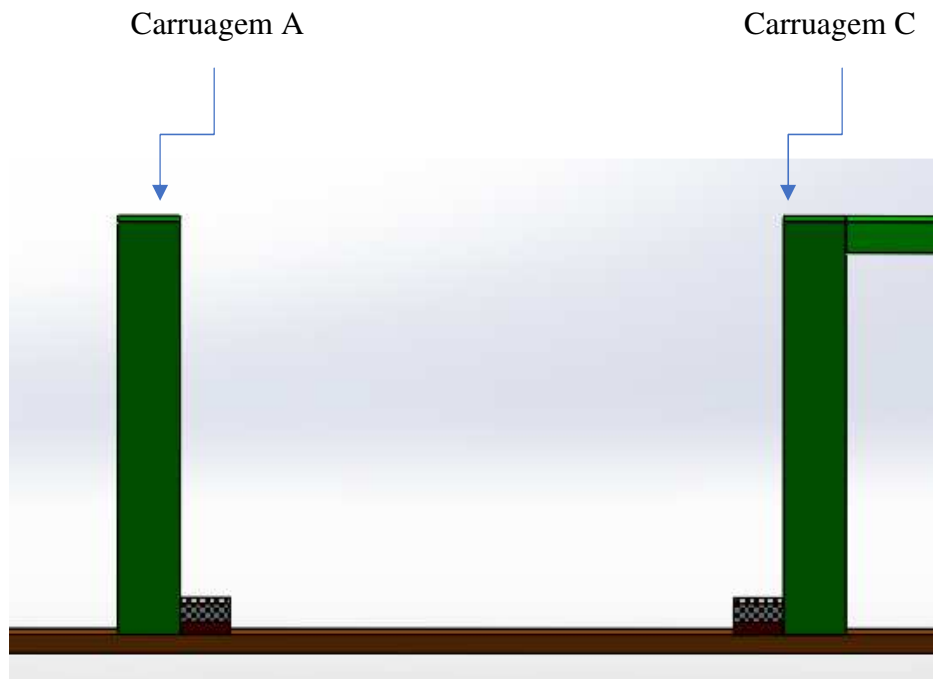


Figura 104: Simulação Global – representação carruagem A e C, buffers e couplers

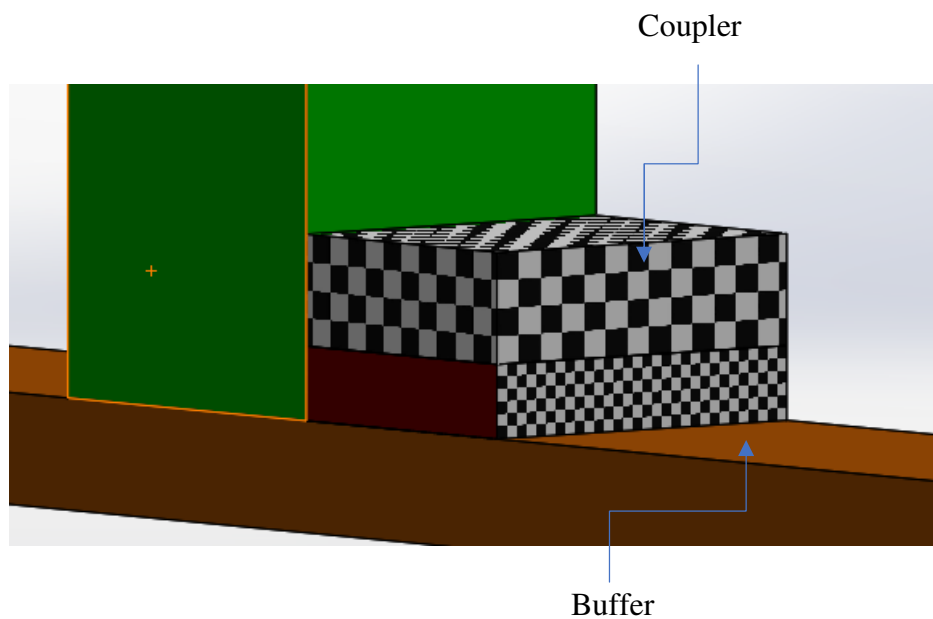


Figura 105: Simulação Global – imagem detalhada buffer e coupler

A massa da carruagem A é respeitada e inserida. Opta-se por testar a força previsível dos couplers, sendo que o seu comportamento estrutural é demonstrado pelos seguintes gráfico e tabela, sendo considerado elástico perfeitamente-plástico até uma deformação de 300mm, onde após esta deformação a força do coupler corta, não suportando mais carga e dando seguimento a atuação dos buffers, caracterizados estruturalmente por uma outra curva de força.

Deslocamento Linear	Valor
0m	0.00N
0.02m	1000000.00N
0.1m	1000000.00N
0.2m	1000000.00N
0.3m	1000000.00N
0.32m	0.00N

Figura 106: caracterização força dos couplers

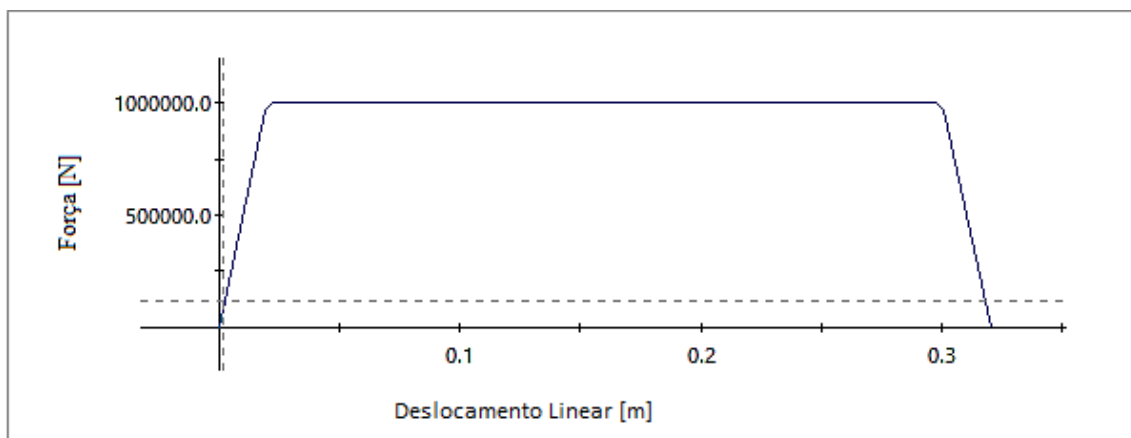


Figura 107: Simulação Global – representação gráfica força couplers

A imagem geral do modelo é agora a seguinte:

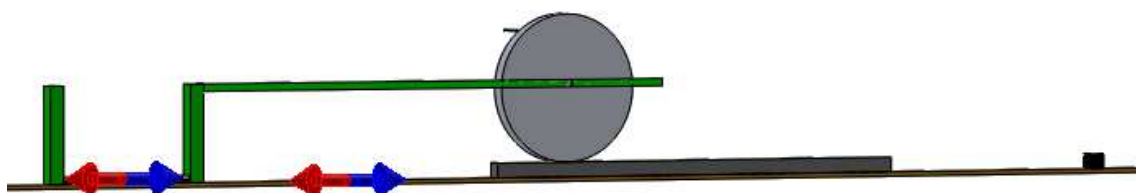
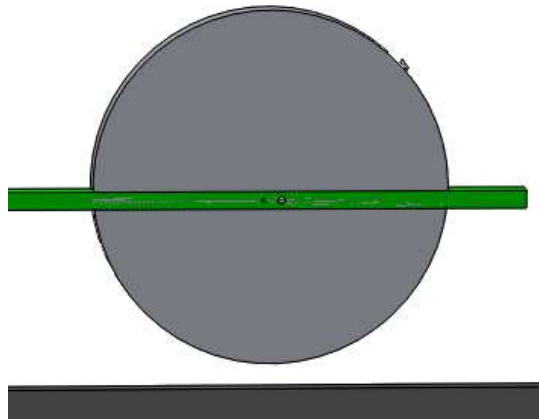


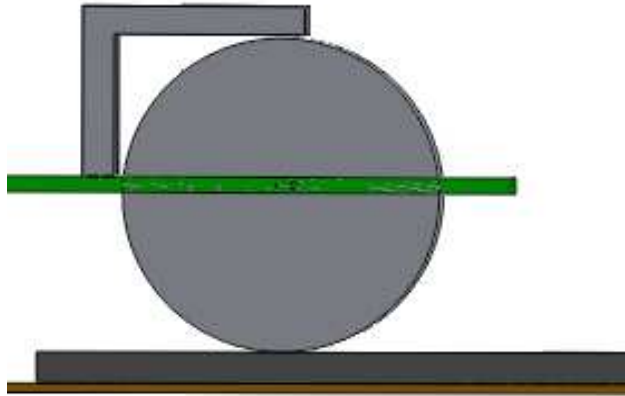
Figura 108: Simulação Global – representação geral

Ao recalcular do estudo de movimento verifica-se que o movimento da estrutura b4 é influenciado pela força atribuída aos couplers, fazendo com que as duas forças agora representadas no simulador atuem ao mesmo tempo, provocando um efeito de bloqueio e imediata libertação no dispositivo, obrigando o mesmo a sair da posição tangencial nas superfícies de contacto, visível na figura 109, alterando de imediato as condições de funcionamento do mesmo. O dispositivo por si só, da maneira que foi aplicado deixa de bloquear, obrigando à necessidade de alguma alternativa inerente ao dispositivo, que o obrigue a não perder o contacto com a estrutura de absorção de modo a ser possível prosseguir com o estudo dos couplers e buffers (figura 110), relegando para uma segunda fase de desenvolvimento e tese, pois a mesma situação acontecerá seguidamente com os buffers. A afinação do conjunto requer no mínimo uma complexidade semelhante ao que foi atingido até esta fase.



*Figura 109: Simulação Global – posição do dispositivo invalidando o bloqueio*

Um ponto de partida para uma solução para o problema poderá ser algum tipo de batente como o abaixo esquematizado, de forma a não deixar o dispositivo saltar e perder o contacto com a roda.



*Figura 110: Simulação Global – possibilidade de solução futura*

## 7. Conclusão

Neste trabalho foi desenvolvido um modelo de simulação de colisão entre carruagens no software SolidWorks onde os resultados apresentados são demonstrativos do bom funcionamento do mesmo, por comparação com validação.

Foi criado um modelo em que uma carruagem colide noutra, tendo entre elas representada uma estrutura de absorção de impacto, onde as definições do modelo em conjunto com as variáveis inseridas levaram a uma simulação realista excetuando a repulsão das duas carruagens após a colisão, devido à restituição de energia mecânica. Com o objetivo de representar corretamente o movimento das carruagens desenvolveram-se quatro hipóteses, até se chegar à hipótese nº 5, o dispositivo de bloqueio com calço redondo. Estas tentativas espelham o processo de aprendizagem e teste das variáveis do modelo, dos corpos e das forças dando especial relevância ao contato entre superfícies, podendo-se optar por modelo de Impacto ou modelo de coeficiente de restituição, sendo esta escolha e atribuição de valores inerentes à mesma, fator essencial ao funcionamento com sucesso da simulação.

Na hipótese nº 1 foi testado um sistema de linguete onde uma carruagem engataria na outra após a colisão. Na hipótese nº 2 foi testado um sistema de engate onde a carruagem teria associada uma lança que ficaria presa numa serrilha após colisão. Na hipótese nº 3 tentou-se basear o simulador em eventos, sendo que o evento principal seria o desligar da força quando a mesma deixasse de fazer o seu trabalho de compressão. Na hipótese nº 4 iniciou-se o estudo de um dispositivo de bloqueio, onde uma biela com determinada dimensão e ângulo calculados, ligada a um calço, serviriam para permitir o movimento no sentido da velocidade inicial, mas não no sentido contrário. Estas hipóteses não permitiram chegar ao objetivo final, no fundo, devido a incapacidade de modelação do fenómeno físico real, nenhuma foi capaz de viabilizar a total utilização da força ação-reação definida na literatura para a estrutura de absorção de energia, inviabilizando o afastamento entre as carruagens após colisão.

Foi na hipótese nº 5 que se obteve o sucesso esperado. Foi criando um dispositivo de bloqueio com um calço redondo e foi depois de inúmeras afinações e testes de variáveis, que se conseguiu simular uma carruagem a colidir com outra, com um afastamento

coerente das mesmas após o impacto, obtendo-se resultados de deformação e velocidades semelhantes aos do software da literatura.

No que diz respeito à comparação de resultados obtidos por esta hipótese e pelo mesmo modelo quando implementado no software utilizado na referência [2], verificamos um valor de deformação da estrutura de 0,75 m para o artigo e 0,8 m para o Solidworks sendo que as velocidades das carruagens no tempo estão muito idênticas, com forte correlação.

Considerando que no artigo de base existe ainda uma terceira carruagem com a massa de 60383 kg, é perfeitamente razoável que os dados obtidos sejam inferiores, visto tratem-se de massas de colisão menores ou, no caso das velocidades, inferiores, onde o principal objetivo foi garantido, isto é, velocidades constantes e aproximadas entre carruagens após colisão. A absorção de energia da estrutura de absorção na carruagem parada é de 2205 kJ enquanto que no simulador do artigo é de 2780 kJ. O deslocamento da estrutura de absorção simulada no software comercial foi de 0.80 m enquanto que no simulador do artigo é de 0.90 m, mais uma vez reveladora das diferenças de massas, número de carruagens. A aceleração longitudinal da carruagem parada apresenta um valor máximo semelhante ao artigo validado, de  $98,29 \text{ m/s}^2$  embora com um comportamento diferente no mesmo período de tempo, comprometido pelo mencionado relativamente ao menor número de carruagens.

Neste trabalho provou-se ser exequível uma base de simulador virtual em software comercial, abrindo um novo leque de informação numa rapidez não atingível anteriormente, permitindo uma rápida absorção de informação, viabilizando o projeto e consequentemente fabrico de estruturas de absorção mais adequadas à realidade. Foi demonstrado que os resultados do software comercial são similares aos do software não comercial utilizado nos artigos pesquisados, permitindo encontrar as mesmas respostas dinâmicas.

A base criada com este simulador permite um desenvolvimento futuro em termos de um diferente número de carruagens com as suas massas, absorvedores de energia ou ligações entre elas associadas, podendo ser usado para melhoria contínua da qualidade de projeto dos componentes associados a comboios, melhorando consequentemente as suas condições de segurança passiva em caso de colisão.

## 8. Referências

- [1] João Milho, J. A., & Pereira, M. F. (2002). A multibody methodology for the design of anti-climber devices for train crashworthiness simulation. *International Journal of Crashworthiness*, 7-20.
- [2] João Milho, J. A., & Pereira, M. F. (2003). Validated multibody model for train crash analysis. *International Journal of Crashworthiness*, 339-352.
- [3] João Milho, J. A., & Pereira, M. F. (2004). Design of Train crash experimental tests by optimization procedures. *International Journal of Crashworthiness*, 483-493.
- [4] Wilson, R. A. (1970). A Review of Vehicle Impact Testing; How it Began and What is Being Done. *SAE Trans., SAE Paper nº 700403*.
- [5] JOHNSON, W. a. (1978). Crashworthiness of Vehicles. *Mechanical Engineering Publications Ltd., London, England*.
- [6] KAMAL, M. M. (1970). Analysis and Simulation of Vehicle to Barrier Impact. *International Automobile Safety Conference, SAE Paper nº 700414*.
- [7] DRESSLER, C. J. (1979). High Speed Impact and Aggressivity Analysis of the CALSPAN / Chrysler Research Safety Vehicles (RSV). *3rd Conference on Vehicle Structural Mechanics, SAE Paper nº 790993*.
- [8] PIFKO, A. B. (1981). Theory and Applications of Finite Element Analysis to Structural Crash Simulation. F. Computers and Structures.
- [9] KHALIL, T. B. (1997). Vehicle crashworthiness and occupant protection in frontal impact by FE analysis. Em M. P. Ambrósio, *Crashworthiness of Transportation Systems: Structural Impact and Occupant Protection* (pp. 363-400). Dordrecht, The Netherlands: Kluwer Academic Publishers.
- [10] AMBRÓSIO, J. (2001). Multibody dynamics tools for structural and biomechanics crashworthiness, Part IV. Em E. J. Ambrósio, *Crashworthiness: Energy Management and Occupant Protection* (pp. 203-302). Wien, Austria: Springer-Verlag.
- [11] OHKUBO, Y. A. (1974). Mean Crushing Strength of Closed Heat Section Members. *SAE Trans., SAE paper nº 740040*.
- [12] AMBRÓSIO, J. (1999). Vehicle structural impact and occupant biomechanics in a multibody integrated environment. *International Journal of Crashworthiness*, 39-57.
- [13] PEREIRA, M. a. (1997). Crashworthiness analysis and design using rigid-flexible multibody dynamics with application to train vehicles. Em *Int. F. of Nume. Meth. in Engng* (pp. 655-687).
- [14] PFEIFFER. F. GLOCKER CH. (1996). Multibody Dynamics with Unilateral Contacts. *John Wiley Inc., New York*.
- [15] MOREAU, J. J. (1974). On Unilateral Constraints, Friction and Plasticity. *New Variational Techniques in Mathematical Physics, Edizioni Cremonese, Roma*.

- [16] LANKARANI, H. M. (1994). Continuous Force Models for Impact Analysis in Multibody Systems. In *Nonlinear Dynamics* (pp. 193-208).
- [17] Giesbers, J. (2012). *Contact Mechanics in MSC Adams - A technical evaluation of the contact models in multibody software MSC Adams*. Twente: University of Twente.
- [18] J. L. Meriam, & Kraige, L. G. (2002). *Engineering Mechanics - Statics 5e*. Rhode Island: John Wiley & Sons, Inc.