

AUTORES

Paulo Flores

Filipe Marques

Mariana R. Silva

Francisco Novais

TÍTULO

PROJETO INTEGRADOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

EDIÇÃO

Quântica Editora – Conteúdos Especializados, Lda.

Tel. 220 939 053 · E-mail: geral@quanticaeditora.pt · www.quanticaeditora.pt

Praça da Corujeira n.º 38 · 4300-144 PORTO

CHANCELA

Engebook – Conteúdos de Engenharia

DISTRIBUIÇÃO

Booki – Conteúdos Especializados

Tel. 220 104 872 · E-mail: info@booki.pt · www.booki.pt

REVISÃO

Quântica Editora – Conteúdos Especializados, Lda.

DESIGN DE CAPA

Luciano Carvalho

Delineatura, Design de Comunicação · www.delineatura.pt

IMPRESSÃO

Dezembro, 2023

DEPÓSITO LEGAL

524066/23



A **cópia ilegal** viola os direitos dos autores.

Os prejudicados somos todos nós.

Copyright © 2023 | Todos os direitos reservados a Quântica Editora – Conteúdos Especializados, Lda.

A reprodução desta obra, no todo ou em parte, por fotocópia ou qualquer outro meio, seja eletrónico, mecânico ou outros, sem prévia autorização escrita do Editor e do Autor, é ilícita e passível de procedimento judicial contra o infrator.

Este livro encontra-se em conformidade com o novo Acordo Ortográfico de 1990, respeitando as suas indicações genéricas e assumindo algumas opções específicas.

CDU

621 Engenharia mecânica em geral

62-1/-9 Subdivisões auxiliares especiais para características gerais e pormenores das máquinas, equipamentos, fábricas, processos e produtos

DOI

<https://doi.org/10.61875/9789899177215>

ISBN

Papel: 9789899177215

E-book: 9789899177222

Catálogo da publicação

Família: Engenharia Mecânica

Subfamília: Construções Mecânicas

ÍNDICE

Dedicatória.....	VII
Agradecimentos.....	IX
Antelóquio.....	XI

Capítulo 1. Unidade Curricular13

1.1. Introdução.....	15
1.2. Professores.....	19
1.3. Projetos.....	23
1.4. Competências.....	31
1.5. Grupos.....	33
1.6. Avaliação.....	37
1.7. Bibliografia.....	40

Capítulo 2. Metrologia Dimensional 41

2.1. Introdução.....	43
2.2. Metrologia Dimensional.....	46
2.3. Noções Elementares.....	49
2.4. Paquímetro Universal.....	53
2.5. Incertezas e Erros.....	57
2.6. Questões de Revisão.....	64
2.7. Bibliografia.....	65

Capítulo 3. Processo Teardown	67
3.1. Introdução.....	69
3.2. Preparação do <i>Teardown</i>	74
3.3. Realização do <i>Teardown</i>	78
3.4. Análise do <i>Teardown</i>	81
3.5. Exemplos de Aplicação.....	83
3.6. Questões de Revisão	90
3.7. Bibliografia.....	91
Capítulo 4. Análise Dinâmica	93
4.1. Introdução	95
4.2. Inércia	98
4.3. Leis de Newton.....	107
4.4. Equações do Movimento.....	115
4.5. Exemplos de Aplicação	122
4.6. Questões de Revisão.....	133
4.7. Bibliografia	134
Capítulo 5. Dinâmica do Carro.....	135
5.1. Introdução.....	137
5.2. Aceleração Máxima	140
5.3. Deformação da Mola–Deslocamento do Carro	147
5.4. Forças Existentes no Carro	152
5.5. Desempenho do Carro.....	164
5.6. Questões de Revisão	181
5.7. Bibliografia.....	182

A unidade curricular Projeto Integrador em Engenharia Mecânica II baseia-se na abordagem PLE (acrônimo de *Project Learning Education*), na qual se pretende que os estudantes desenvolvam competências transversais de trabalho em grupo, apresentação em público, defesa e discussão de resultados. O tema central desta unidade curricular, bem como as diversas tarefas a realizar e os objetivos a atingir, foram cuidadosamente escolhidos de modo a integrar corretamente os conteúdos de outras unidades curriculares relevantes, tais como, por exemplo, Desenho e Modelação Assistidos por Computador, Mecânica Geral, Mecânica dos Materiais, Automação Industrial e Mecânica dos Fluidos. Na figura 1.1. estão resumidas algumas das principais dimensões pedagógicas que a unidade curricular Projeto Integrador em Engenharia Mecânica II encerra.

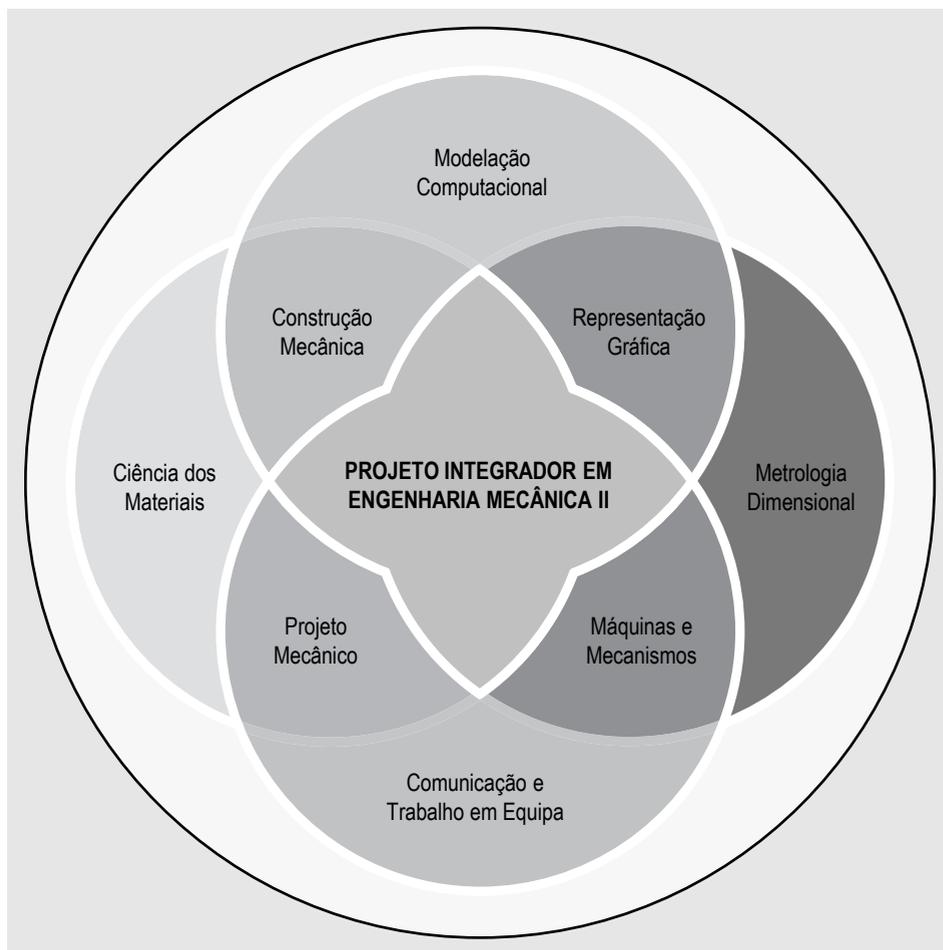


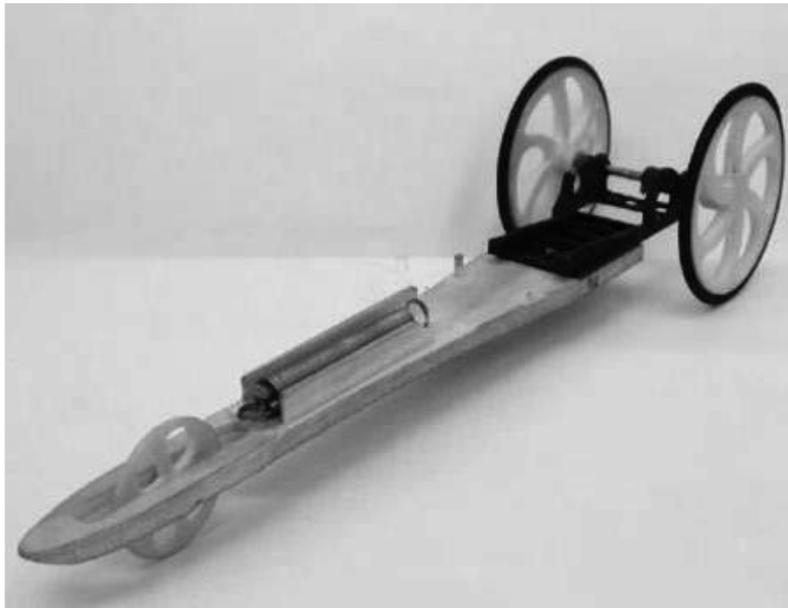
Figura 1.1. – Principais áreas de atuação que concorrem para a unidade curricular Projeto Integrador em Engenharia Mecânica II.



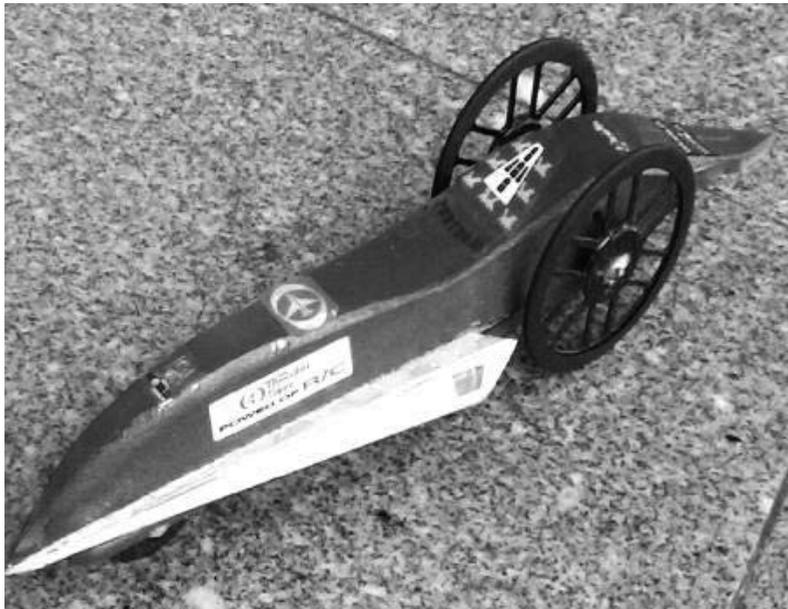
Figura 1.3. – Kit básico oferecido a cada grupo de estudantes.

Para a concretização do projeto carro “só acelera”, os grupos de trabalho devem ter em consideração o seguinte conjunto de características, requisitos e especificações:

- O carro parte do repouso e realiza o seu movimento retilíneo num plano horizontal liso, sem qualquer tipo de guiamento de direção. As provas de demonstração realizar-se-ão no átrio da entrada principal da universidade, ou em local idêntico (cf. figura 1.4.),
- O carro é acionado, única e exclusivamente, utilizando energia potencial elástica fornecida por uma mola helicoidal de tração, sendo que o sistema de acionamento está no interior do carro,
- O carro tem tração traseira, sendo o diâmetro das rodas traseiras o dobro do diâmetro das rodas dianteiras,
- O movimento descrito por todas as rodas do carro é do tipo rolamento puro, ou seja, não há deslizamento, ou escorregamento, entre as rodas e o chão,
- A massa total do carro (incluindo chassis, rodas, etc.) não deve ultrapassar os 50 g,
- As distâncias entre os eixos mínima e máxima são de 120 e 180 mm, respetivamente,
- A largura máxima do carro é de 60 mm,
- A altura máxima do carro é de 100 mm.



(a)



(b)

Figura 1.5. – Dois exemplos de carros desenvolvidos por alunos de anos anteriores: **(a)** Carro sem carroçaria; **(b)** Carro com carroçaria.

Deve referir-se que todas as opções e decisões tomadas no decorrer da realização deste projeto têm de ser justificadas e fundamentadas à luz de princípios científicos-tecnológicos da engenharia mecânica.

- **Metrologia aplicada**, que abrange os sistemas de medição responsáveis pelo controlo dos processos produtivos e pela garantia da qualidade e segurança dos produtos finais. A metrologia aplicada ou industrial atua no âmbito das medições da produção e transformação de bens para a demonstração da qualidade metrológica em organizações com sistemas de qualidade certificados. A metrologia industrial baseia-se numa cadeia hierarquizada de padrões existentes em laboratórios e empresas, padrões estes rastreáveis a padrões primários,
- **Metrologia legal**, que é parte da metrologia relacionada às atividades resultantes de exigências obrigatórias, referentes às medições, unidades de medida, instrumentos e métodos de medição, que são desenvolvidas por organismos competentes. Este domínio metrológico tem como objetivo principal proteger o consumidor tratando das unidades de medida, métodos e instrumentos de medição, de acordo com as exigências técnicas e legais obrigatórias.

A metrologia dimensional refere-se, essencialmente, à subárea da metrologia relativa à medição de comprimentos, ângulos e estados de superfícies. Assim, um comprimento é uma grandeza física que representa a distância entre dois pontos. A figura 2.2. ilustra um exemplo da medida de um comprimento.

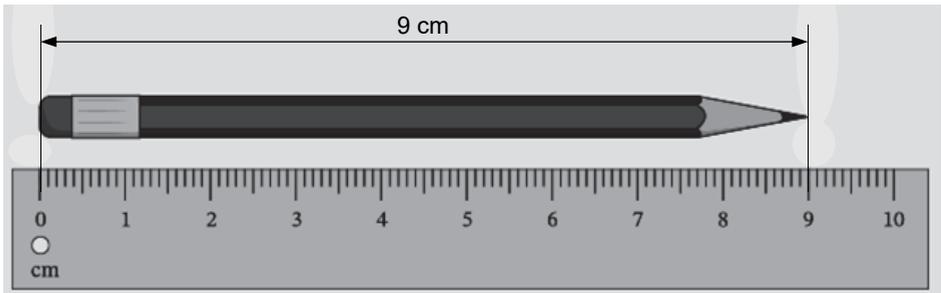


Figura 2.2. – Exemplo da medida de um comprimento.

Um ângulo refere-se à porção plana compreendida entre duas semirretas que partilham a mesma origem, denominada vértice. No sistema internacional de unidades, a unidade suplementar do ângulo plano é o radiano [rad]. A figura 2.3. mostra o exemplo da medida de um ângulo. Deve notar-se que o radiano é o ângulo plano compreendido entre dois raios que, na circunferência de um círculo, intersectam um arco de comprimento, s , igual ao raio desse círculo, r , isto é

$$\theta = \frac{s}{r} \quad (2.1)$$

De um modo geral, os erros inerentes às medições podem ser divididos em dois grandes grupos, designadamente:

- **Erros sistemáticos** ou repetitivos,
- **Erros aleatórios** ou acidentais.

Os erros sistemáticos são aqueles que se mantêm constantes, ou variam de forma previsível, durante as medições de uma mesma grandeza. De entre as possíveis causas para a existência de erros sistemáticos salientam-se os erros de calibração, os erros de procedimento, e os erros do instrumento. Deve referir-se que os erros sistemáticos, que são de natureza regular, podem ser minimizados utilizando diferentes procedimentos para efetuar as medições, aferindo os instrumentos de medição, etc. Deve referir-se que a repetição das medições não elimina os erros sistemáticos, uma vez que estes afetam as medidas sempre no mesmo sentido. Os erros sistemáticos são de difícil identificação e avaliação, e requerem, em geral, o conhecimento dos instrumentos e dos procedimentos de medição.

Os erros aleatórios, ou acidentais, são aqueles que variam de forma imprevisível durante as medições, não apresentando regularidade de uma mesma grandeza. Os erros aleatórios dão origem a uma distribuição aleatória à volta do valor verdadeiro. Por seu lado, os erros sistemáticos dão origem a uma distribuição aleatória à volta de um valor, que não é o valor verdadeiro.

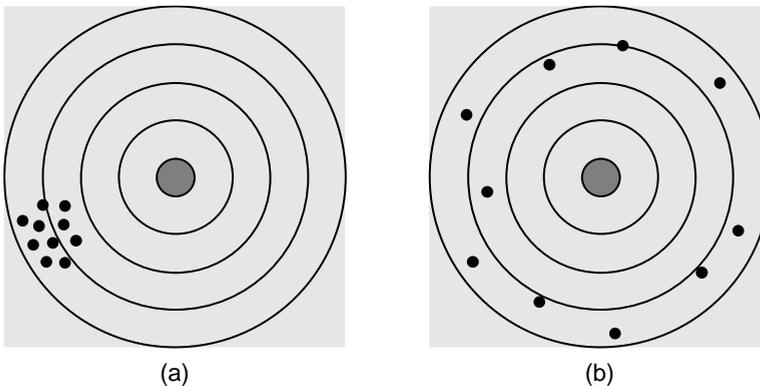


Figura 2.16. – (a) Exemplo de erros sistemáticos associados a 10 resultados; (b) Exemplo de erros aleatórios associados a 10 resultados.

As implicações dos erros sistemáticos e aleatórios estão representadas na figura 2.16., para o caso do lançamento de 10 setas contra um determinado alvo. Por um lado, quando se está perante erros sistemáticos, os resultados obtidos, apesar de estarem próximos uns dos outros, estão distantes

Uma medida direta deve ser apresentada com um número de algarismos que tenha significado para a medida da grandeza e em função do instrumento utilizado. Algarismos significativos são todos os algarismos exatos mais um algarismo estimado. Nas medidas apresentadas na figura 2.18. existem quatro algarismos significativos, em que os três primeiros algarismos são exatos e o último é estimado, ou incerto.

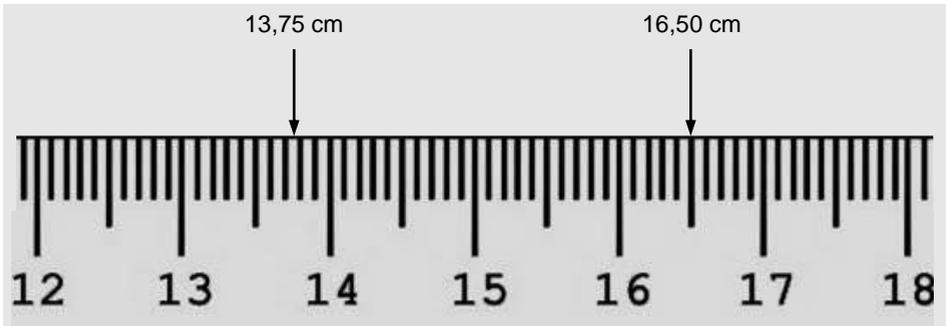


Figura 2.18. – Exemplos de medidas com quatro algarismos significativos, sendo que três algarismos são exatos e um é estimado.

Os algarismos significativos são os algarismos com significado na medição efetuada. Deve salientar-se que os zeros à direita da vírgula têm significado para o valor da grandeza medida, sendo, por isso, algarismos significativos. É importante chamar-se a atenção para o facto de o número de algarismos significativos se contar da esquerda para a direita, a partir do primeiro algarismo diferente de zero. Assim, a medida 0,0035 cm apresenta dois algarismos significativos. Ao passo que a medida 3,500 mm tem quatro algarismos significativos. Por outras palavras, escrever 3,500 mm tem significado bem distinto de 3,5 mm. Na verdade, ao valor 3,500 mm está associada uma menor incerteza do que ao valor 3,5 mm.

As medidas indiretas não devem apresentar maior precisão do que a que é dada pelos instrumentos utilizados para obter as medidas diretas usadas no cálculo. Uma medida indireta calculada através de somas e ou subtrações deve ter o mesmo número de casas decimais da medida direta que tiver menor número de casas decimais. Uma medida indireta calculada através de multiplicações e ou divisões, deve ter tantos algarismos significativos como a medida direta que tiver menor número de algarismos significativos.

Tabela 3.2. – Lista de peças resultante do *teardown* da EpiPen®.

Peça	Quantidade	Descrição	Material	Fabrico	Massa
1	1	Tampa de segurança	ABS ¹⁶	Injeção	1,2 g
2	1	Caixa traseira	ABS	Injeção	3,8 g
3	1	Colar de libertação	ABS	Injeção	1,5 g
4	1	Mola para acionar a bainha ¹⁷	Aço temperado	Forjamento	6,6 g
5	1	Êmbolo	POM ¹⁸	Injeção	2,2 g
6	1	Vedante	Borracha	Injeção	0,5 g
7	1	Frasco de adrenalina	Vidro	Moldação	3,8 g
8	1	Cubo	Liga de alumínio	Fundição	0,4 g
9	1	Agulha	Aço inoxidável	Extrusão	0,1 g
10	1	Tampa da agulha	Borracha	Injeção	0,6 g
11	1	Bainha de proteção	ABS	Injeção	4,1 g
12	1	Mola para acionar a bainha ¹⁹	Aço temperado	Forjamento	1,6 g
13	2	Guias de controlo	POM	Injeção	0,1 g
14	1	Porta-injetor	PBT ²⁰	Injeção	4,6 g
15	1	Invólucro	PP ²¹	Injeção	15,7 g
16	1	Embalagem de transporte	PP	Injeção	12,4 g

De seguida, apresenta-se um breve e simples *teardown* relativo ao afiador de lápis elétrico Westcott E-55040, tal como o que se evidencia na figura 3.11. Este dispositivo permite afiar, de forma automática, os lápis de uso quotidiano, os quais são introduzidos num orifício de 8 mm de diâmetro. O diâmetro dos lápis que se pretende afiar deve ser compatível com o orifício do afiador. A operação relativa ao afiar dos lápis é automática, sendo que as aparas resultantes são armazenadas num depósito concebido para este efeito. As lâminas que fazem o desbaste dos lápis são acionadas através de um trem de engrenagens, que, por sua vez, é alimentado por

¹⁶ O acrilonitrilo-butadieno-estireno (ABS) é um polímero amorfo produzido através de polimerização por emulsão ou massa do acrilonitrilo e estireno na presença de polibutadieno. As propriedades mais importantes do ABS são a resistência ao impacto e a rigidez.

¹⁷ A mola helicoidal de compressão é de baixo custo e tem uma rigidez igual a 15,1 N/cm.

¹⁸ O polióxido de metileno (POM), também conhecido como poliacetal ou acetal, foi descoberto pelo químico alemão Herman Staudinger. Após a sua descoberta, o polímero não foi comercializado devido a problemas relativos a estabilidade térmica.

¹⁹ A mola helicoidal de compressão é de baixo custo e tem uma rigidez igual a 1,1 N/cm.

²⁰ O PBT, polibutileno tereftalato, pertence à família dos termoplásticos de poliéster. O PBT é um polímero semicristalino utilizado maioritariamente em moldação por injeção para aplicações de engenharia. O PBT é produzido através de policondensação do ácido tereftálico ou dimetil tereftalato com 1,4-butanediol.

²¹ O polipropileno (PP) é um composto químico classificado como plástico. Pertence ao grupo das poliolefinas e é obtido no processo de polimerização do propeno. Devido à sua durabilidade e dureza extraordinárias, os produtos de polipropileno são usados em muitos setores e indústrias.

A figura 4.6. representa a porção elementar ou infinitesimal de um corpo material. Assim, o momento mássico de inércia para corpos contínuos de partículas ou pontos materiais é expresso do seguinte modo

$$I_z = \iiint_V r^2 dm = \iiint_V r^2 \rho(x, y, z) dV \quad (4.7)$$

em que r é a distância da massa elementar ao eixo de rotação em questão. O momento mássico de inércia é expresso em $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$.

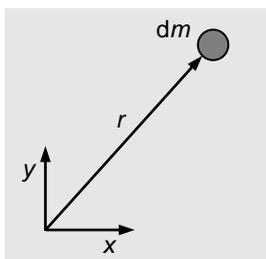


Figura 4.6. – Porção infinitesimal de um corpo material.

Do que acaba de ser exposto, pode concluir-se que o momento mássico de inércia de um corpo ou conjunto de corpos depende do eixo de rotação considerado. Assim, o cilindro representado na figura 4.7. apresenta diferentes valores para o momento mássico de inércia em função do eixo de rotação considerado. De facto, é mais ou menos fácil fazer rodar o objeto consoante a distribuição da sua massa relativamente ao eixo de rotação. Na verdade, é mais fácil fazer rodar um cilindro em torno do seu eixo geométrico ou natural, do que em torno de qualquer outro eixo, tal como os que se ilustram nas representações da figura 4.7. Esta conclusão pode ser confirmada de forma simples e empírica. Com efeito, pode afirmar-se que, contrariamente à massa de um corpo, ou conjunto de corpos, o momento mássico de inércia de um objeto varia com a posição e orientação do eixo de rotação considerado.

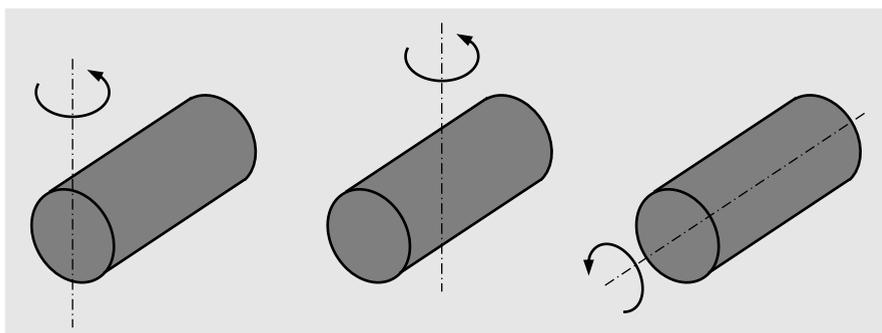
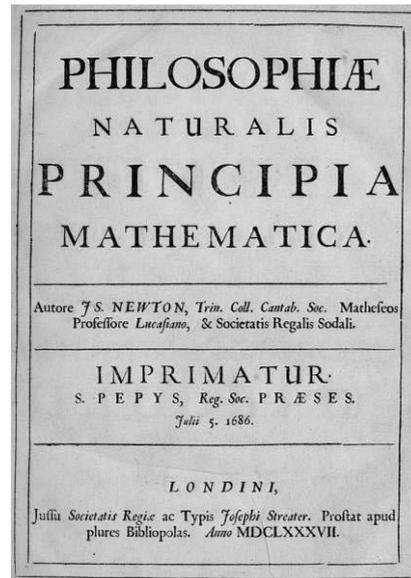


Figura 4.7. – A inércia de rotação depende do eixo considerado.



(a)



(b)

Figura 4.10. – (a) Ilustração de Isaac Newton; (b) Capa do livro *Principia*.

As leis da mecânica são afirmações que, num intervalo de tempo mais ou menos longo, se revelam corretas no que diz respeito à descrição e explicação de determinados fenômenos. Uma lei não tem, necessariamente, um caráter eterno. As leis podem, pois, ser corrigidas, modificadas ou ampliadas no que ao seu perímetro de aplicação concerne. As leis devem ser simples e gerais. A este propósito, deve chamar-se a atenção para o valor epistemológico das leis de Newton, as quais são aplicáveis a sistemas clássicos e apresentam limitações no caso de sistemas de altas velocidades e de sistemas quânticos, sendo que, nestes casos, se torna imperativo considerar formulações mais avançadas.

É sabido que, quando os corpos experimentam velocidades da ordem da velocidade da luz, as leis de Newton perdem a sua validade, e devem, por isso, ser substituídas pela teoria da relatividade. Por outro lado, quando a dimensão dos objetos é de nível atômico, as leis de Newton devem ser preteridas em favor de teoria quântica. Com efeito, as leis de Newton, devido aos seus limites de aplicação e validade, devem ser consideradas em referenciais estacionários, ou em referenciais em movimento uniforme. É possível que um dado corpo esteja em repouso em relação a um referencial, e em movimento relativamente a outro referencial²⁵.

²⁵ De um modo simples, pode dizer-se que um referencial não é mais do que um espaço a partir do qual se observam os estados de repouso ou de movimento dos corpos.

Deve referir-se que a abordagem acima exposta apenas se refere ao movimento de translação. Assim, de modo análogo, para o movimento de rotação é válida a seguinte relação

$$\sum M = I\alpha \quad (4.16)$$

em que M representa o momento resultante, ou seja, o conjunto dos momentos puros e momentos originados pelas forças aplicadas, I denota o momento mássico de inércia, e α é a aceleração angular produzida. Na verdade, a equação (4.16) é equivalente à segunda lei de Newton para o caso do movimento de rotação de um corpo rígido, sendo frequentemente denominada de equação de Euler.

Com efeito, no caso mais geral do movimento plano de um corpo rígido não constrangido, podem ser escritas três equações do movimento distintas e independentes. Duas destas equações são relativas ao movimento de translação nas direções horizontal e vertical, sendo que a terceira equação se refere ao movimento de rotação em torno de um eixo perpendicular ao plano do movimento de translação. Assim, com referência à figura 4.16., estas três equações podem ser escritas da seguinte forma

$$\sum F_x = ma_x \quad (4.17)$$

$$\sum F_y = ma_y \quad (4.18)$$

$$\sum M_z = I_z\alpha \quad (4.19)$$

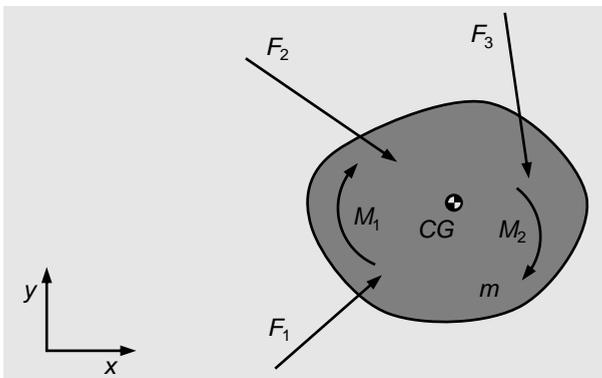


Figura 4.16. – Forças e momentos aplicados a um corpo rígido.

As equações (4.17)-(4.19) são as equações do movimento de translação e de rotação de um corpo no espaço bidimensional. Estas equações são também chamadas equações de Newton-Euler, as quais constituem a base da análise dinâmica de qualquer sistema mecânico.

A figura 4.25. apresenta o diagrama de corpo livre do conjunto aro-barra acionado pela força gravítica. É importante referir que o centro de gravidade não coincide com o centro geométrico do aro devido à existência da barra horizontal, a qual por sua vez está soldada ao aro. O sistema aro-barra roda sem escorregar sobre o solo, descrevendo, portanto, movimento de rolamento puro. Deve chamar-se a atenção para o facto de a força de atrito, representada na figura 4.25., atuar no sentido do movimento do conjunto, isto é, a força de atrito tem o sentido da esquerda para a direita. Uma vez que existe rolamento puro do conjunto, a velocidade no ponto de contacto com o solo é nula, assim, o sentido é condicionado pela resistência ao escorregamento entre as superfícies. Pode, pois, afirmar-se que, localmente, a força de atrito se opõe ao movimento relativo.

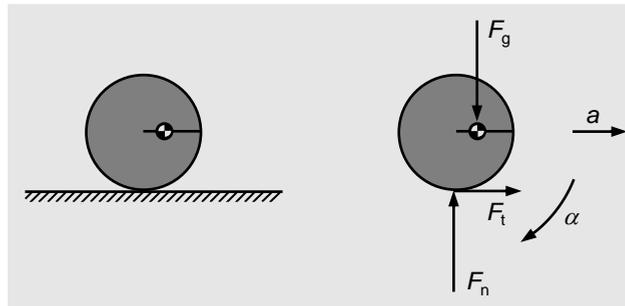


Figura 4.25. – Diagrama de corpo livre de um conjunto composto por um aro soldado a uma barra, o qual é acionado pela força gravítica.

Na figura 4.26. está representado o diagrama de corpo livre de um carro quando este trava e bloqueia simultaneamente as quatro rodas. Neste caso considera-se que o carro se desloca da esquerda para a direita. Deve referir-se que, neste caso, o diagrama de corpo livre compreende todo o carro, sendo este considerado como um só objeto. As referências *D* e *T* na figura 4.26. referem-se às rodas dianteiras e traseiras, respetivamente.

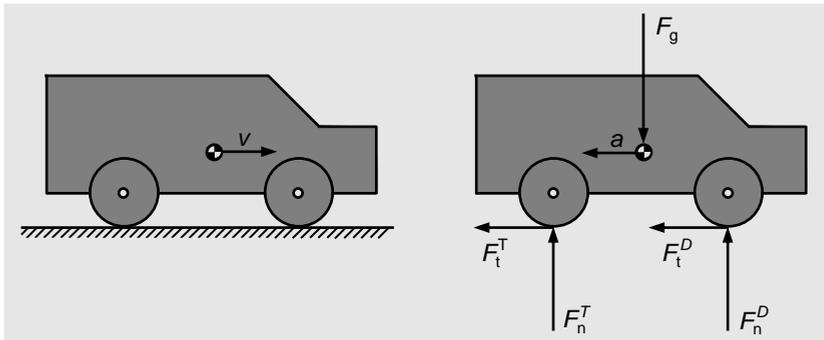


Figura 4.26. – Diagrama de corpo livre de um carro que se desloca da esquerda para a direita e bloqueia as quatro rodas.

Introduzindo a equação (5.8) na equação (5.11) obtém-se que

$$F_n^T = F_g \frac{c-b}{c-\mu h} \quad (5.14)$$

Substituindo agora a equação (5.14) na equação (5.6) vem que

$$F_n^D = F_g \frac{b-\mu h}{c-\mu h} \quad (5.15)$$

Observa-se, pois, que o valor máximo da força de reação normal traseira ocorre quando a força normal de reação na roda dianteira for nula. Com efeito, da condição nula para equação (5.15) resulta que

$$b - \mu h = 0 \quad (5.16)$$

A distância ótima do centro de gravidade do carro ao eixo traseiro, b na figura 5.2., pode relacionar-se com a altura do centro de massa, h na figura 5.2., em função da aceleração do carro. Para garantir que a roda dianteira não perde o contacto com o solo, ou seja, a sua força normal seja não-negativa, deve ser garantida a seguinte relação $\mu \leq b/h$. Com efeito, igualando a zero a equação (5.13), resulta que

$$\frac{h}{b} = \frac{g}{a} \quad (5.17)$$

Assim, a reta ideal que representa a localização do centro de gravidade do carro é dada pela seguinte expressão

$$\text{tg} \phi = \frac{h}{b} = \frac{g}{a} \quad (5.18)$$

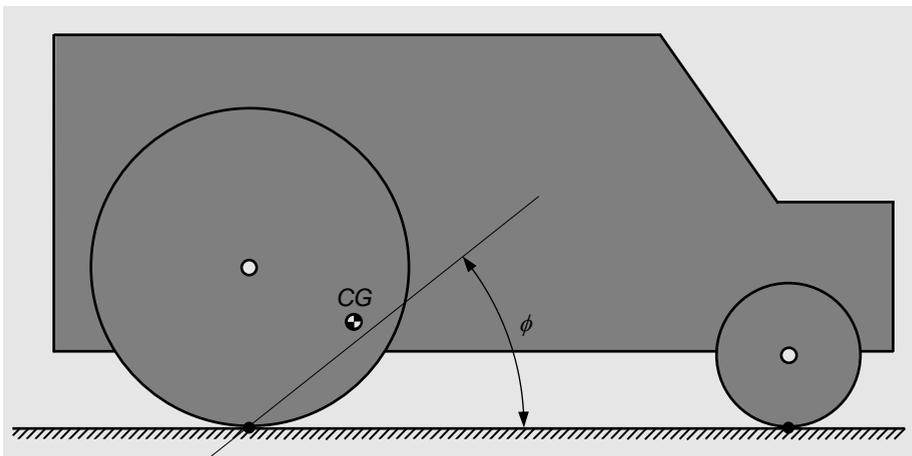


Figura 5.4. – Reta relativa à posição ideal do centro de gravidade do carro para uma situação ótima, isto é, sem força de reação normal da roda dianteira.

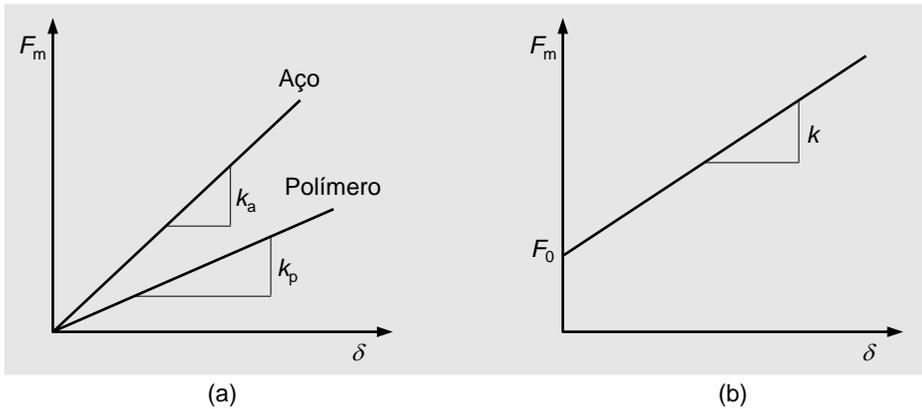


Figura 5.10. – Representação da evolução da força de uma mola com a sua deformação: **(a)** Sem pré-tensão; **(b)** Com pré-tensão.

Quando existe uma pré-tensão nas molas, isto é, uma força inicial, a força total desenvolvida na mola é dada pela seguinte expressão

$$F_m = F_0 + k\delta \quad (5.32)$$

em que F_0 é a pré-tensão da mola (cf. figura 5.10.b). Quando existe pré-tensão, há força a atuar na mola, mesmo quando a sua deformação é nula.

A figura 5.11. mostra as principais características geométricas de uma mola helicoidal de tração, onde se destacam os seguintes elementos:

- L_0 , comprimento total da mola,
- L , comprimento de enrolamento, isto é, comprimento sem carga,
- D_e , diâmetro exterior da mola,
- D_i , diâmetro interior da mola,
- d , diâmetro do arame da mola,
- p , passo da mola,
- N , número de espiras ativas,
- C , índice de mola.

O índice de mola é dado pelo quociente entre o diâmetro médio da mola, D , e o diâmetro do arame, d , isto é

$$C = \frac{D}{d} \quad (5.33)$$

O índice de mola varia, em geral, entre 6 e 12. Por um lado, índices de mola elevados estão associados ao risco de encurvadura das molas, e, por outro, a índices de mola baixos estão associadas dificuldades de construção da própria mola, e possibilidade de fissuração à superfície.

Tabela 5.2. – Valores típicos do coeficiente de atrito de rolamento para diferentes pares de materiais.

Par de materiais	μ_r
Pneu-asfalto	0,020
Pneu de bicicleta-cimento	0,003
Pneu de bicicleta-asfalto	0,002
Pneu de bicicleta-madeira	0,001

Deve referir-se que, em teoria, o atrito não depende da área de contacto. Assim, pneus mais largos simplesmente distribuem melhor o peso do carro por uma maior área, reduzindo o aquecimento e o desgaste. Acresce ainda que, aumentando o número de rodas, ou pneus, não se aumenta o atrito, mas sim distribui-se melhor o peso e reduz-se a pressão por pneu.

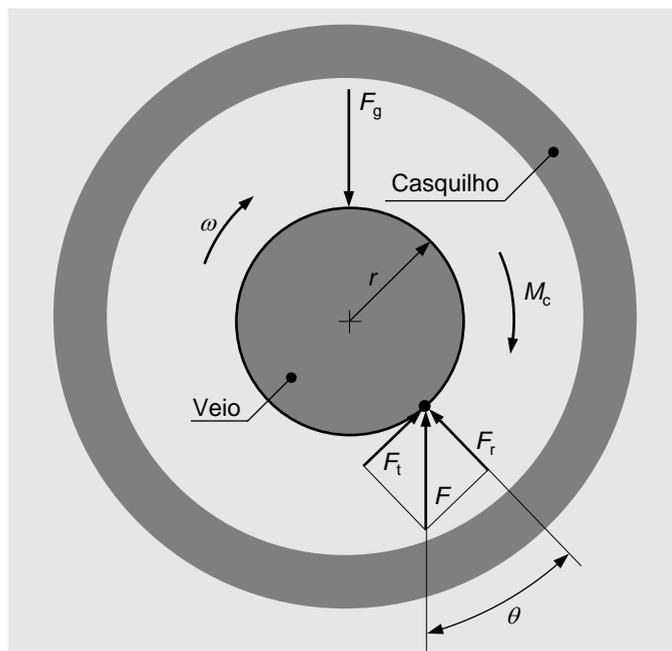


Figura 5.16. – Representação esquemática de uma chumaceira seca.

O atrito em chumaceiras secas faz com que exista um momento resistente relativo entre o veio, ou eixo, e o casquilho. Para o caso das chumaceiras secas, o momento necessário para vencer o atrito entre as superfícies do veio e do casquilho, é expresso do seguinte modo

$$M_c = F_t r = F r \text{sen}\theta \quad (5.47)$$

em que F_t é a força tangencial, r é o raio do eixo, e F denota a força resultante que atua na chumaceira, tal como se ilustra na figura 5.16.

No modelo de carro em estudo (cf. figura 5.3.) considera-se que a mola atua num plano paralelo ao plano horizontal, desenvolvendo, por isso, força na direção segundo o eixo x . Finalmente, atente-se para o facto de que no cálculo do braço do momento da força da mola não se considerar a espessura do fio que estica a mola, uma vez que aquele tem uma espessura diminuta. A figura 5.18. apresenta uma ampliação do enrolamento do fio em torno do eixo traseiro, e onde é possível observar a diferença entre as dimensões do eixo e a espessura do fio.

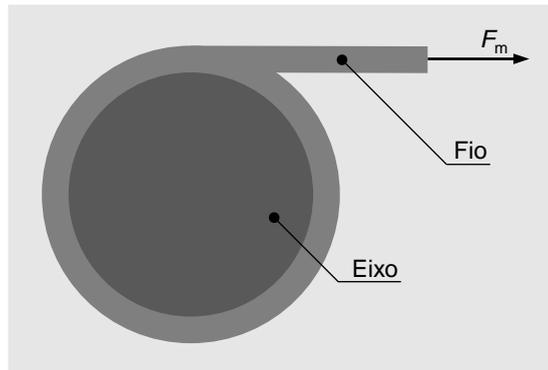


Figura 5.18. – Representação do enrolamento do fio, que estica a mola, à volta do eixo traseiro.

De seguida descreve-se o procedimento utilizado para efetuar o estudo do desempenho dinâmico do carro descrito anteriormente. A análise dinâmica do carro diz respeito fundamentalmente ao estudo das características do movimento, em termos de deslocamento, velocidade e aceleração, bem como das diversas ações, motoras e dissipativas, que afetam o seu movimento.

De uma forma simples, pode dizer-se que o procedimento relativo ao estudo do desempenho dinâmico do carro consiste, em primeiro lugar, em determinar a aceleração produzida pelo carro e, posteriormente, obter, por integração numérica, as correspondentes velocidades e posições. Esta abordagem permite estudar a influência das variáveis e parâmetros em jogo, tendo em vista a otimização do desempenho do carro.

Deve, desde já, chamar-se a atenção para a necessidade de aferir, verificar e quantificar corretamente os valores dos coeficientes e dos parâmetros utilizados nas análises realizadas. Para este efeito, deve-se, por um lado, consultar a literatura da especialidade e, por outro, realizar testes e ensaios experimentais específicos. Os valores dos principais parâmetros geométricos e inerciais podem ser obtidos por simples modelação CAD.

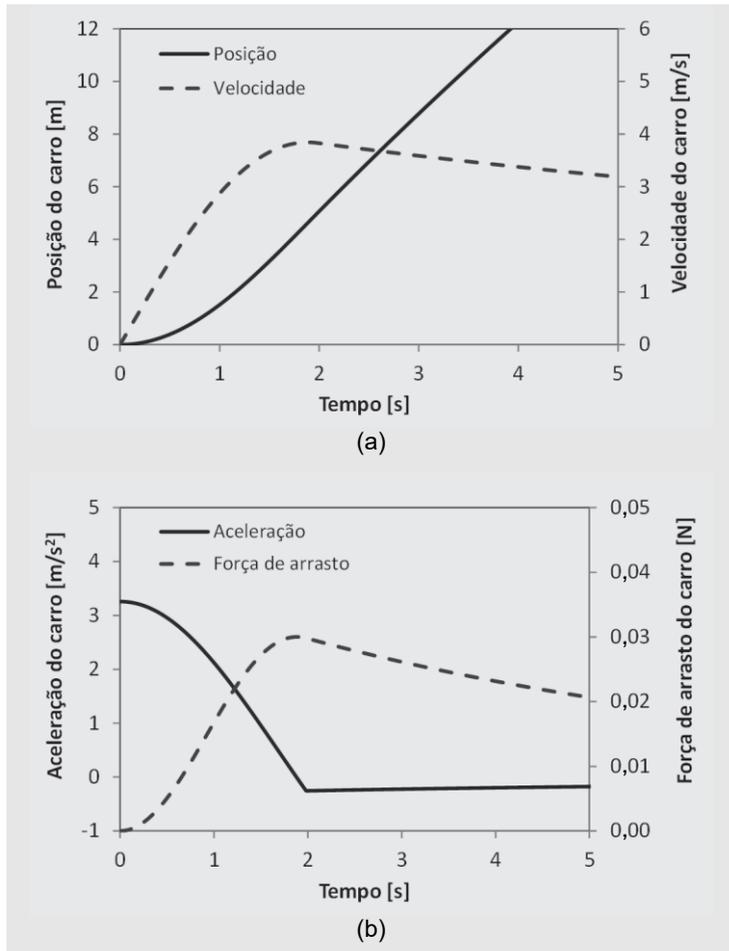


Figura 5.20. – (a) Posição e velocidade do carro; (b) Aceleração do carro e força de arrasto causada pela resistência do ar.

Da análise da figura 5.20.b., observa-se que, imediatamente após o carro ter iniciado o movimento, a aceleração vai diminuindo, uma vez que o fio que estica a mola se vai desenrolando do eixo e, por conseguinte, a força da mola vai diminuindo. Acresce ainda o facto de que a força de arrasto do ar ir aumentando de intensidade, pois aquela aumenta com o quadrado da velocidade do carro.

Da figura 5.20.a. pode verificar-se que o carro parte do repouso, uma vez que a velocidade inicial é nula. A aceleração produzida pelo carro faz com que a velocidade aumente até ser atingida a velocidade máxima. O valor máximo da velocidade do carro ocorre quando a sua aceleração é nula, tal como seria de esperar e se pode observar na figura 5.20. Neste instante, a força da mola é praticamente inexistente.

- F_n^T , força de reação normal nas rodas traseiras,
- F_n^D , força de reação normal na roda dianteira,
- μ^T , coeficiente de atrito de Coulomb das rodas traseiras,
- μ^D , coeficiente de atrito de Coulomb da roda dianteira,
- a , aceleração linear do carro.

Uma vez resolvido o sistema de equações (5.83)-(5.91), obtém-se, entre outros valores, o valor instantâneo da aceleração do carro, pelo que, subsequentemente, se deve aplicar o procedimento acima descrito tendo em vista a análise dinâmica direta do movimento carro.

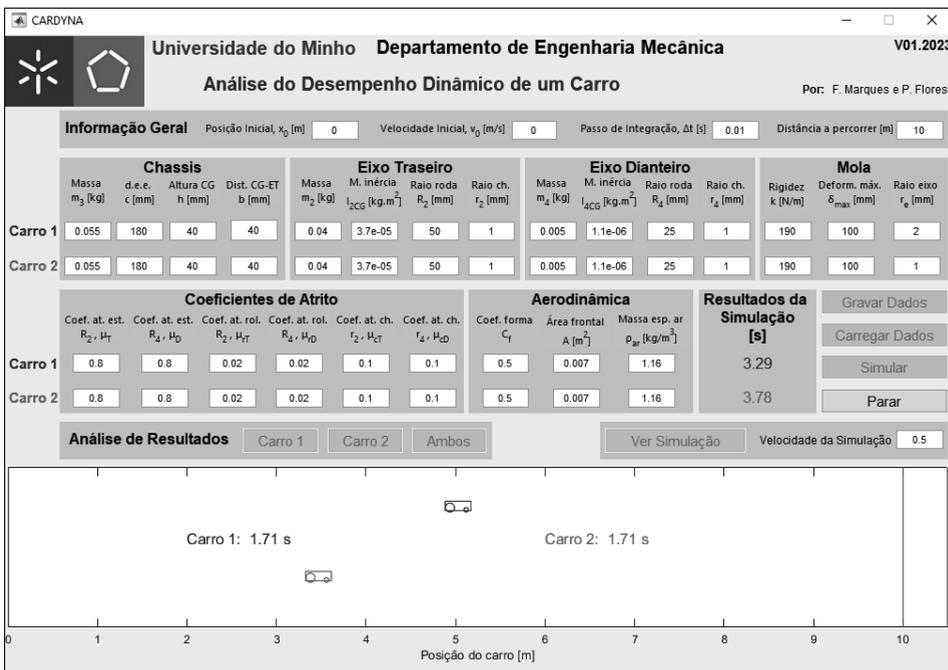


Figura 5.22. – Pantalha gráfica do código CARDYNA.

Da análise das equações (5.83)-(5.91), pode, facilmente, verificar-se que este sistema de equações é não-linear, isto é, não é possível a sua resolução usando somente os conceitos da Álgebra Linear, uma vez que as incógnitas não aparecem de forma explícita. Para a resolução daquele sistema não-linear de equações, deve utilizar-se um método numérico apropriado, tal como o algoritmo de Newton-Raphson. Este assunto está fora do âmbito do presente texto, pelo que o leitor interessado deverá consultar a literatura temática. Assim, com o propósito de efetuar a análise dinâmica do carro tendo em consideração todos os efeitos dissipativos, foi

PROJETO INTEGRADOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

PAULO FLORES
FILIPE MARQUES
MARIANA R. SILVA
FRANCISCO NOVAIS

Sobre a obra

Este livro aborda o ensino de projetos integradores no contexto da formação em Engenharia Mecânica, em que se dá particular destaque ao processo de *teardown* e ao estudo da dinâmica do carro. Após uma breve abordagem pedagógica aos projetos integradores, são apresentados os conceitos fundamentais relativos à metrologia dimensional e ao processo *teardown*. Subsequentemente, são detalhados os principais aspetos relacionados com a análise dinâmica de sistemas mecânicos, para depois se focar na dinâmica do carro, tendo em vista o seu desempenho. Este livro é um recurso fundamental de apoio a professores e estudantes, bem como a todos os interessados no ensino por projetos e na dinâmica de sistemas mecânicos.

Sobre os autores

Paulo Flores nasceu em Vieira do Minho, a 19 de dezembro de 1972. Obteve a Licenciatura (1997), o Doutoramento (2005) e a Agregação (2011) em Engenharia Mecânica pela Universidade do Minho. Em 2009, realizou um pós-doutoramento no Swiss Federal Institute of Technology, ETH-Zurich, e em 2012 foi Visiting Professor na The University of Arizona. Trabalha na Universidade do Minho, desde 1995, onde os seus tópicos de interesse estão ligados às áreas da Dinâmica de Sistemas Mecânicos, Órgãos de Máquinas e Biomecânica. Professor Catedrático desde 2013, é autor de centenas de publicações.

Filipe Marques nasceu em Guimarães, a 17 de dezembro de 1992. Realizou o seu percurso académico na Universidade do Minho, onde concluiu o Mestrado Integrado (2015) e o Doutoramento (2020). Filipe Marques é, desde 2022, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Minho, onde desenvolve as suas atividades científico-pedagógicas, sendo autor de dezenas de publicações. As suas áreas de interesse são a Mecânica Computacional, Dinâmica Ferroviária, Tribologia e Biomecânica.

Mariana R. Silva nasceu em Barcelos, a 23 de janeiro de 1995. Em 2018, concluiu o Mestrado Integrado em Engenharia Biomédica na Universidade do Minho, com a classificação final de 17 valores. Em 2017, foi estudante de Erasmus na Universidade Técnica de Munique. Atualmente, é estudante de doutoramento em Engenharia Mecânica na Universidade do Minho, em cooperação com o Instituto Superior Técnico. As suas áreas de interesse incluem Biomecânica, Dinâmica de Sistemas Mecânicos e Mecânica Computacional.

Francisco Novais nasceu em Guimarães, a 31 de maio de 2001. Em 2022, concluiu a Licenciatura em Engenharia Mecânica na Universidade do Minho, com a classificação final de 17 valores. Atualmente, frequenta o 2º ano do Mestrado em Engenharia Mecânica. Foi membro da equipa de Formula Student da Universidade do Minho, e participa em diversos projetos académicos e em parceria com empresas. As suas áreas de interesse são a Mecânica Computacional, Dinâmica de Sistemas Mecânicos e Estruturas Aeronáuticas e de Veículos.

Também disponível em formato e-book



www.engebook.pt