



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Projeto, Construção e Teste de uma Embraiagem Centrífuga para um Motor de Combustão Interna para Propulsionar um Veículo de Elevada Eficiência Energética

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

Autor

João Miguel Vilhena de Sousa Fonseca

Orientador

Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira

Júri

Presidente	Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho Professor Associado c/ Agregação da Universidade de Coimbra Professor Doutor Fernando Jorge Ventura Antunes Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
Orientador	Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Coimbra, Fevereiro, 2014

Agradecimentos

A realização deste trabalho só foi possível devido à colaboração e apoio de algumas pessoas, que de uma forma ou de outra contribuíram para a sua concretização e às quais não posso deixar de agradecer.

Em primeiro lugar tenho de agradecer ao Professor Doutor Pedro Carvalheira, orientador da minha dissertação de mestrado pela dedicação, paciência e disponibilidade que sempre demonstrou ao longo de todo o processo.

Aos meus familiares, queria agradecer o incentivo e apoio, especialmente aos meus pais.

Finalmente aos meus amigos e colegas por toda a ajuda, camaradagem e pelos bons momentos que passámos

A todos, muito obrigado.

Resumo

O objetivo deste trabalho engloba o projeto, construção e teste de uma embraiagem centrífuga para o motor de combustão interna que equipa o Eco Veículo XC20i com vista à participação em provas de elevado rendimento energético. Pretende-se a conceção de uma embraiagem centrífuga capaz de transmitir integralmente o binário produzido pelo motor num determinado intervalo de rotação e a redução da massa total e do momento de inércia do sistema em torno do seu eixo de rotação, eliminando os problemas de escorregamento da atual embraiagem e melhorando desta forma o desempenho global do veículo.

O estudo da embraiagem foi efetuado com recurso a um programa de simulação desenvolvido para o efeito, no qual são abordadas as variáveis mais influentes no desempenho da embraiagem.

Foram determinados os valores dos parâmetros da embraiagem necessários para atingir a capacidade de transmissão de binário imposta e posteriormente foi feito o dimensionamento dos componentes constituintes. O dimensionamento foi feito com recurso ao programa de desenho CAD, Autodesk Inventor Professional 2013.

Foram estudadas várias configurações possíveis para a embraiagem, nas quais parâmetros como o número e massa das sapatas, o diâmetro do tambor, as propriedades do material de fricção utilizado ou o sentido de rotação das sapatas relativamente ao tambor, tiveram especial relevo.

A embraiagem foi projetada para ter a capacidade de transmitir um binário de 38 N·m a partir das 2500 rpm, valor que era inalcançável com a embraiagem anterior.

Palavras-chave: Shell Eco-Marathon, Embraiagem, Eco Veículo, Binário.

Abstract

The purpose of this work involves the design, construction and test of a centrifugal clutch for the internal combustion engine that drives the Eco Veículo XC20i with the purpose to participate in competitions for high efficiency vehicles. The aim is to design a centrifugal clutch capable of transmitting the torque produced by the engine within a given range of rotation speed and reducing the overall mass and moment of inertia of the system relative to its rotation axis, eliminating problems with slippage in the current clutch and thus improving the overall performance of the vehicle.

The study of the clutch was conducted using a simulation program developed for this purpose, which addresses the most influential variables on the performance of the clutch.

The values of the parameters needed to achieve the required clutch torque transmission capacity were determined and subsequently the dimensioning of the various components was made. The design was based on CAD software, Autodesk Inventor Professional 2013.

Several possible configurations for the clutch were studied with special attention to parameters such as the mass, number of shoes, diameter of the drum, the properties of the friction material and the direction of rotation of the shoes relative to the drum.

The clutch was designed to be able to transmit a torque of 38 N·m at 2500 rpm, which was not possible with the clutch used previously.

Keywords Shell Eco-Marathon, Clutch, Eco Veículo, Torque.

Índice

Índice de Figuras	v
Índice de Tabelas	vi
Simbologia e Siglas	vii
Simbologia.....	vii
Símbolos gregos	viii
Siglas	viii
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. ESTADO DA ARTE	2
2.1. Embraiagens centrífugas	4
2.2. Embraiagem atual	7
3. Considerações iniciais de projeto	9
3.1. Escolha do material de fricção	9
3.2. Considerações energéticas	11
3.3. Molas	12
4. Metodologia de análise	14
4.1. Método de cálculo para sapatas articuladas sobre pinos.....	14
4.2. Método de cálculo para sapatas guiadas por pinos.	19
4.3. Modelação da embraiagem	20
4.3.1. Dados de entrada	20
4.3.2. Dados de saída	22
5. Embraiagens propostas	23
6. Conclusões.....	32
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	33
Apêndice A.....	34

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Evolução do consumo específico, do binário médio ao freio e da potência ao freio do motor com a velocidade de rotação.	2
Figura 2. Binário do motor em função do ângulo de manivela da cambota às 1500 rpm.	3
Figura 3. Evolução do binário de pico e do binário médio com a velocidade de rotação do motor.	3
Figura 4. Esquema de funcionamento de uma embraiagem centrífuga guiada por pinos.	4
Figura 5. Diagrama de esforços aplicados numa sapata articulada sobre um pino.	5
Figura 6. Esquema da embraiagem de duas sapatas.	7
Figura 7. Representação da mola.	13
Figura 8. Esquema de uma sapata da embraiagem centrífuga articulada sobre pinos.	15
Figura 9. Esquema de uma embraiagem centrífuga guiada por pinos.	19
Figura 10. Modelo 3D da embraiagem de três sapatas em estudo.	23
Figura 11. Evolução do binário transmitido por embraiagens de três sapatas com auto-acionamento e sem auto-acionamento e embraiagens guiadas por pinos com a velocidade de rotação.	24
Figura 12. Evolução do binário transmitido pelas embraiagens com a velocidade de rotação.	25
Figura 13. Massa total das sapatas das embraiagens em estudo.	26
Figura 14. Evolução das reações R_x e R_y nos pinos das sapatas com a velocidade de rotação do motor.	27
Figura 15. Evolução da pressão no material de fricção com a velocidade de rotação.	27
Figura 16. Largura ajustada das sapatas.	28
Figura 17. Evolução da energia cinética de rotação das sapatas em função da rotação do motor.	30

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1. Massa e momento de inércia, em torno do eixo de rotação do motor, dos componentes da embraiagem.	8
Tabela 2 Características dos materiais de fricção.....	10
Tabela 3. Valores típicos do produto pv usados em freios na indústria.	11
Tabela 4. Características da mola selecionada.	13
Tabela 5. Valores do momento de inércia em torno do eixo de rotação e da massa dos componentes da embraiagem.	29
Tabela 6. Valores do momento de inércia total em torno do eixo de rotação e da massa da embraiagem.	30
Tabela 7. Características das sapatas da embraiagem de três sapatas com efeito de auto-acionamento.....	34
Tabela 8 Características das sapatas da embraiagem de três sapatas sem efeito de auto-acionamento.....	35
Tabela 9 Características das sapatas da embraiagem de duas sapatas com efeito de auto-acionamento.....	36
Tabela 10 Características das sapatas da embraiagem de duas sapatas sem efeito de auto-acionamento.....	37

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

a – Distância do centro de rotação da cambota ao pino, [m]

b – Largura da sapata, [m]

$bsfc$ – Consumo específico de combustível ao freio, [g/kW·h]

c – Braço da força normal, [m]

d – Braço da força da mola, [m]

D_{ci} – Diâmetro interior do tambor da embraiagem, [m]

E – Módulo de Elasticidade [Pa]

E_c – Energia cinética, [J]

F_c – Força centrífuga sobre cada sapata, [N]

F_i – Força inicial da mola, [N]

F_m – Força da mola, [N]

I_{eq} – Momento de inércia equivalente, [kg·m²]

K – Constante da mola, [N/m]

L_{max} – Comprimento máximo da mola, [m]

L_0 – Comprimento inicial da mola, [m]

m – Massa da sapata, [kg]

n – Número de sapatas

P – Pressão, [Pa]

P_a – Pressão máxima, [Pa]

P_{cg} – Distância entre o eixo de rotação da maxila e o centro de massa da maxila no plano de simetria da maxila da embraiagem, [m]

R_{cg} – Distância entre o eixo de rotação da cambota e o centro de massa da maxila no plano de simetria da maxila da embraiagem, [m]

R_p – Distância entre o eixo de rotação da cambota e o eixo de rotação da maxila da embraiagem, [m]

- R_x – Reação no pino de articulação da sapata segundo o eixo das abcissas, [N]
 R_y – Reação no pino de articulação da sapata segundo o eixo das ordenadas, [N]
 T – Binário, [N·m]
 T_T – Binário transmitido pela embraiagem, [N·m]
 x_{cg} – Abcissa do centro de massa da maxila, [m]
 y_{cg} – Ordenada do centro de massa da maxila, [m]

Símbolos gregos

- θ_a – Ângulo para o qual se verifica a pressão máxima, [grau]
 θ_1 – Ângulo de início de contacto entre material de fricção e o tambor, [grau]
 θ_2 – Ângulo de fim de contacto entre material de fricção e o tambor, [grau]
 μ – Coeficiente de atrito entre o material de fricção e o tambor da embraiagem.
 ω – Velocidade angular da cambota, [rad/s]

Siglas

- DEM – Departamento de Engenharia Mecânica
FCTUC – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra
CAD – Computer Aided Design
rpm – Rotações por minuto

1. INTRODUÇÃO

Face às mudanças climáticas e ao aumento continuado do preço dos combustíveis tem havido um grande esforço para encontrar maneiras de melhorar a eficiência dos veículos reduzindo assim as emissões de gases poluentes e os custos de utilização resultantes do consumo de combustíveis.

Com o objetivo de promover o estudo de veículos energeticamente mais eficientes surgiu a *Shell Eco-Marathon*, uma competição anual na qual a equipa vencedora é aquela que construir o veículo de mais baixo consumo energético. Existem várias categorias nas quais se inserem os veículos movidos a diferentes tipos de energia.

O presente trabalho tem como motivação o desenvolvimento de uma embraiagem centrífuga a ser aplicada no motor do Eco Veículo XC20i com vista à participação na *Shell Eco-Marathon Europa*. O Eco Veículo foi desenvolvido por uma equipa constituída por alunos e professores do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra. Com o passar dos anos os resultados têm vindo a melhorar, fruto da evolução e melhoramentos introduzidos no veículo, havendo no entanto áreas onde é possível efetuar melhoramentos, nomeadamente ao nível da embraiagem centrífuga.

Uma embraiagem centrífuga é um tipo de transmissão mecânica destinada ao controlo da energia de um sistema durante períodos de transição de movimento. É destinada à transmissão de energia do motor para o órgão movido durante os períodos de aceleração e movimento uniforme, através da conexão e desconexão entre o motor e o órgão movido durante o funcionamento. As embraiagens centrífugas têm um funcionamento automático que é governado pela velocidade de rotação do motor e pela força das molas de retenção, o que torna o seu funcionamento conveniente, uma vez que não é necessária qualquer intervenção do condutor.

A embraiagem utilizada atualmente sofre de problemas de funcionamento, nomeadamente escorregamento excessivo e valores de pressão máxima para o material de fricção muito elevados.

O objetivo deste trabalho é projetar uma embraiagem centrífuga que permita maximizar o desempenho do Eco Veículo XC20i através da redução de massa e da eliminação do escorregamento excessivo existente a baixa velocidade de rotação na embraiagem atual.

Inicialmente é necessário determinar os requisitos de funcionamento da embraiagem, nomeadamente o valor da rotação de início de funcionamento o binário máximo que será necessário transmitir e ainda a rotação a partir da qual é necessário que se seja capaz de transmitir o binário total do motor. Seguidamente é efetuado um projeto preliminar da embraiagem nos quais são estudados os fatores que permitam cumprir com os requisitos com base nos resultados de um programa desenvolvido para o efeito. Por fim é efetuada a otimização geométrica dos componentes da embraiagem utilizando software desenho CAD, nomeadamente o Autodesk Inventor Professional 2013.

2. ESTADO DA ARTE

A *Shell Eco-Marathon Europe*, competição para veículos automóveis de alta eficiência energética, é realizada desde 1985 e é considerada a competição mais relevante do género. As performances em termos de consumo de combustível têm melhorado consideravelmente sendo possível nos dias que correm e na presença de condições favoráveis performances na ordem dos 4000 km/L para veículos propulsionados com motores de combustão interna a gasolina.

Para atingir o menor consumo de combustível possível é necessário que o motor trabalhe nas condições mais favoráveis, nomeadamente nos regimes para os quais o seu consumo específico de combustível ao freio, $bsfc$, é mínimo.

Na Figura 1 são apresentadas as curvas do $bsfc$, binário ao freio médio e potência ao freio ao longo do intervalo de velocidade de rotação de operação para o motor que equipa atualmente o Eco Veículo XC20i. Para o correto dimensionamento da embraiagem, esta tem de ser capaz de transmitir o binário de pico do motor. Na Figura 2 está representada a curva de binário do motor em função do ângulo da manivela da cambota para um ciclo de 4 tempos completo, para a velocidade de rotação de 1500 rpm, na qual se verifica o binário de pico mais elevado com o valor de 38 N·m.

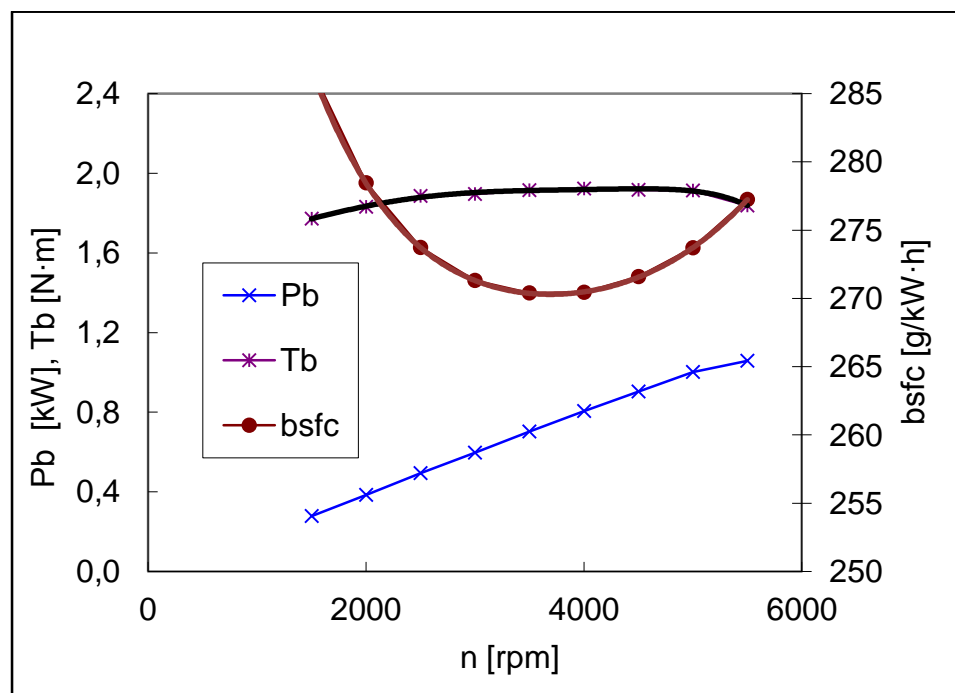


Figura 1. Evolução do consumo específico, do binário médio ao freio e da potência ao freio do motor com a velocidade de rotação.

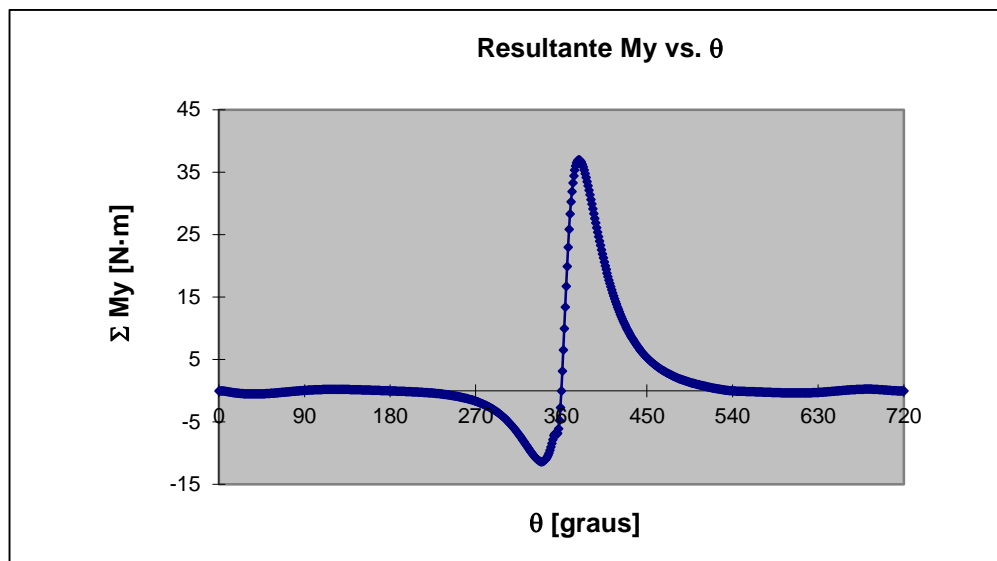


Figura 2. Binário do motor em função do ângulo de manivela da cambota às 1500 rpm.

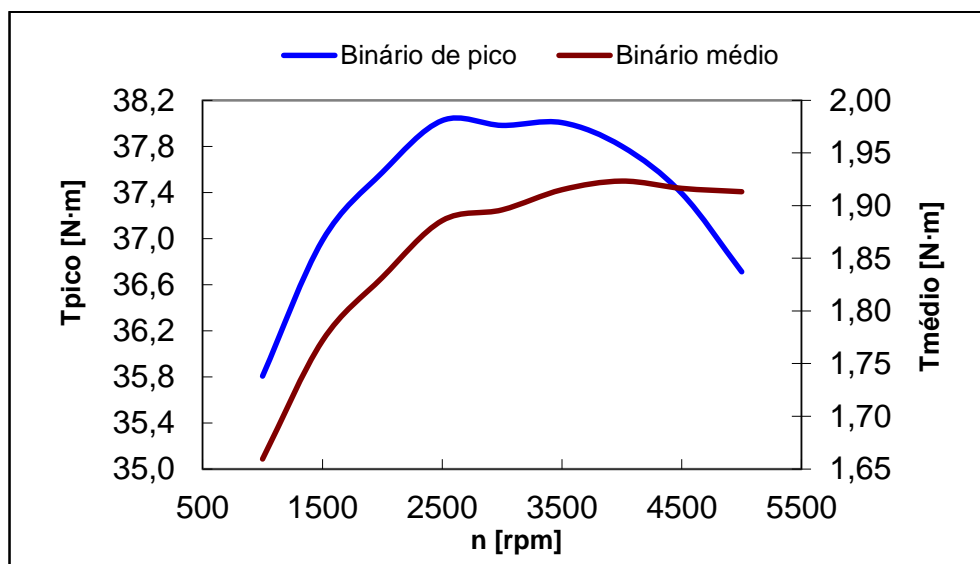


Figura 3. Evolução do binário de pico e do binário médio com a velocidade de rotação do motor.

Na Figura 3 estão representadas as curvas do binário de pico e do binário médio ao freio do motor em função da velocidade de rotação do motor.

Os dados apresentados nas figuras 1, 2 e 3 foram obtidos com recurso a um programa de simulação do ciclo de funcionamento de motores de combustão interna a 4 tempos de ignição por faísca, desenvolvido no DEM-FCTUC pelo Professor Doutor Pedro Carvalheira.

Por análise da Figura 1 verificamos que o intervalo de velocidade de rotação no qual é necessário trabalhar para se conseguir minimizar o consumo de combustível está compreendido sensivelmente entre as 2500 rpm e as 4500 rpm. Devido a isto um dos

objetivos para a embraiagem é que não apresente escorregamento neste intervalo de velocidade de rotação obrigando a que às 2500 rpm seja já capaz de transmitir integralmente o binário produzido pelo motor.

2.1. Embraiagens centrífugas

Uma embraiagem centrífuga funciona como um dispositivo de transmissão de binário entre dois veios através do contacto com atrito entre duas superfícies. Na Figura 4 está esquematizado o funcionamento típico de uma embraiagem centrífuga.

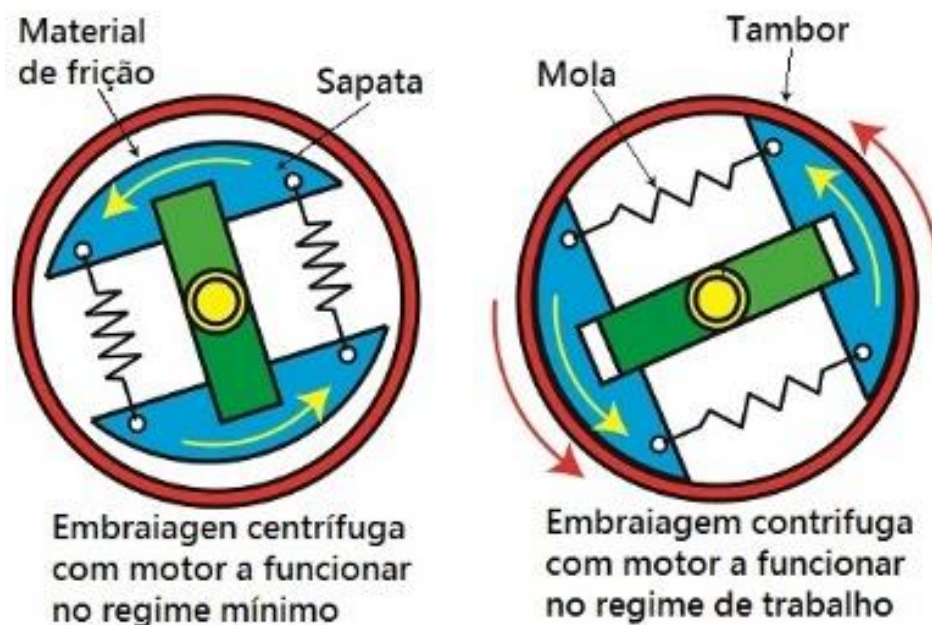


Figura 4. Esquema de funcionamento de uma embraiagem centrífuga guiada por pinos.

A transmissão de movimento dá-se entre as superfícies de atrito que são o tambor e o material de fricção presente nas sapatas. O modo de montagem das sapatas pode variar dependendo do tipo de embraiagem. Independentemente do modo de montagem as sapatas rodam sempre solidárias com o órgão motor, no presente caso com a cambota do motor. A abertura das sapatas é promovida pelos efeitos da força centrífuga e é restringida por molas. O tambor é solidário à polia do primeiro estágio da transmissão responsável pela transmissão de binário entre o motor e o veio intermédio. A abertura das sapatas da embraiagem é devida

à força centrífuga, que aumenta com o aumento da velocidade de rotação do motor. Nas embraiagens centrífugas o equilíbrio de forças entre a componente centrífuga e a reação exercida pela mola definem a rotação de início de contacto entre as sapatas e o tambor. Assim o controle da velocidade de início de funcionamento da embraiagem está dependente da massa de cada sapata e da força exercida pelas molas. A Figura 5 apresenta o diagrama de esforços numa sapata articulada sobre pinos a partir do momento em que é estabelecido contacto entre as superfícies de atrito. Assim que se inicia o contacto vão surgir duas novas componentes, a reação normal e a força de atrito.

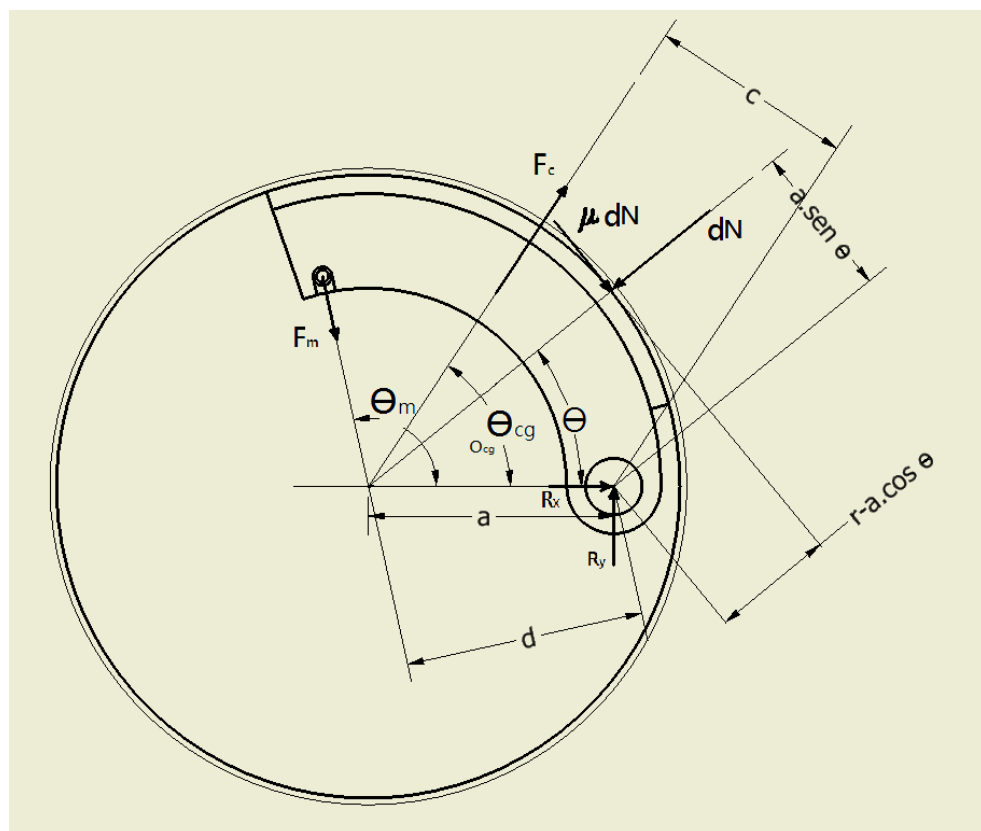


Figura 5. Diagrama de esforços aplicados numa sapata articulada sobre um pino.

No caso das embraiagens articuladas sobre pinos a força de atrito gerada entre as superfícies de fricção vai induzir um momento em torno do pino de articulação, que pode ser favorável se o seu sentido induzir a abertura da sapata, caso que se denomina de auto-acionamento. Se o sentido do momento de atrito promover o fecho da sapata esta não é auto-acionada havendo uma diminuição na pressão de contacto e conseqüente diminuição do binário transmitido.

Para embraiagens em que as sapatas são guiadas por pinos, caso esquematizado na Figura 4, o movimento das sapatas é radial e não existe o efeito do momento de atrito, estando a força de contacto dependente apenas da força centrífuga e da força das molas.

O aproveitamento do efeito do auto-acionamento permite a obtenção da pressão de contacto desejada para valores de massa inferiores aos que seria necessário ter no caso de este não se verificar. Isto permite baixar a massa da embraiagem e o momento de inércia dos seus componentes relativamente ao eixo de rotação da embraiagem. É importante conseguir valores baixos para o momento de inércia dos componentes visto que a energia cinética associada a corpos em rotação é proporcional ao produto do momento de inércia do corpo relativamente ao eixo de rotação pelo quadrado da velocidade angular em torno desse eixo, como descrito pela equação (1).

$$E_c = \frac{1}{2} I_{eq} \omega^2 \quad (1)$$

A energia cinética de rotação acumulada pelos componentes do motor e transmissão é desperdiçada quando o motor é desligado. A embraiagem é responsável pela maioria desta energia desperdiçada, daí a importância de minimizar a sua massa e momento de inércia.

Uma outra maneira de conseguir baixar a massa da embraiagem é a utilização de materiais de fricção com elevado coeficiente de atrito. Quanto mais elevado for o coeficiente de atrito menor terá de ser a força de contacto entre as superfícies para a obtenção do mesmo binário transmitido.

Foram estudadas embraiagens de duas e três sapatas nas situações de auto-acionamento e sem auto-acionamento e ainda uma embraiagem guiada por pinos.

O motor trabalha por ciclos curtos de aceleração que podem durar apenas alguns segundos e períodos longos em que este se encontra desligado. Por imposição dos regulamentos da prova *Shell Eco-Marathon Europe*, quando o motor de arranque é acionado não pode provocar rotação da roda motriz do veículo a fim de não ter influência no consumo de combustível medido. Tal implica que a embraiagem só transmita binário quando a velocidade de rotação do motor é superior à que o motor de arranque tem capacidade de induzir no motor. A velocidade de rotação máxima a que o motor de arranque consegue levar o motor é de 1040 rpm. Assim, de modo a cumprir os regulamentos da prova as sapatas só podem iniciar contacto

com o tambor para valores de velocidade de rotação superiores a este, sendo portanto necessário um controlo apertado sobre a velocidade de início de transmissão de binário.

2.2. Embraiagem atual

A embraiagem atualmente em utilização no motor do Eco Veículo XC20i foi desenvolvida em 2004 tendo sido estudada a hipótese da utilização de uma embraiagem de acoplamento eletromagnético. Tal solução não foi adotada devido à sua menor performance frente às embraiagens centrífugas estudadas em simultâneo. A solução adotada na altura foi uma embraiagem de duas sapatas articuladas sobre pinos, sendo ainda a solução em vigor. Na Figura 6 está esquematizada a embraiagem. Na Tabela 1 são apresentados os valores da massa e momento de inércia, em torno do eixo de rotação do motor, dos componentes da embraiagem atual.

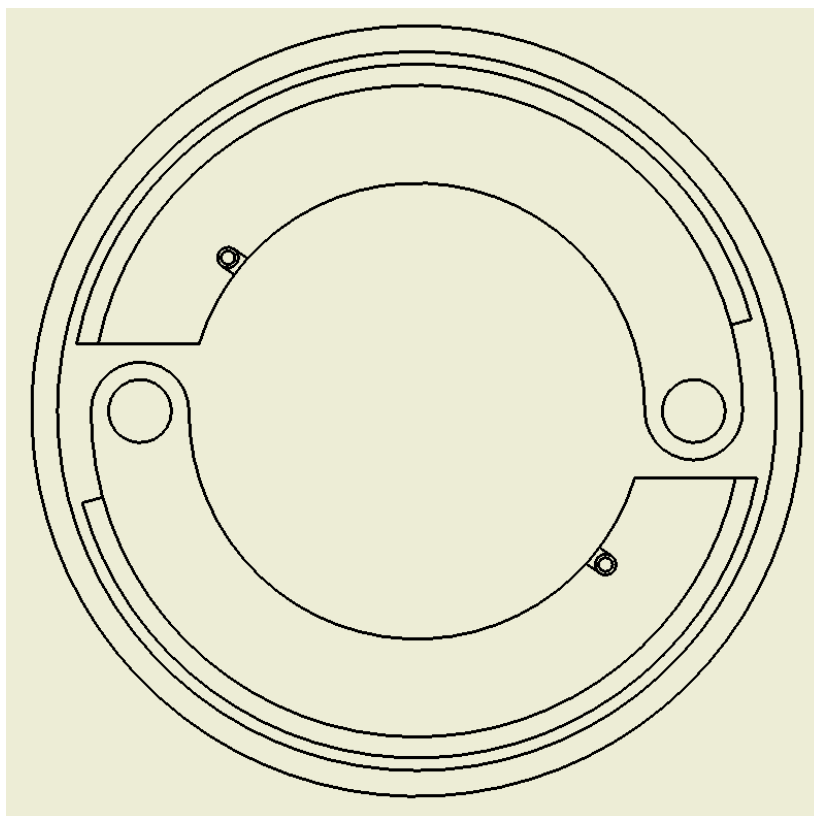


Figura 6. Esquema da embraiagem de duas sapatas

	ICG /kg·m²	m /kg
2 Sapatas	1.158E-03	0.8260
2 Material de fricção		0.0151
2 Parafusos de fixação da Embraiagem ao volante do motor	5.56E-05	0.0420
2 Molas	4.86E-06	0.0105
Volante do motor	2.071E-04	0.1870
Eixo de saída cónico e roscado	1.310E-05	0.0840
4 Parafusos de fixação do eixo de saída	2.47E-06	0.0096
Tambor	4.435 E-04	0.3970
Porca de fixação do veio	1.69E-08	0.0058
Anilha M8	2.622E-08	0.00080
Porca do volante do motor	1.98E-06	0.00230

Tabela 1. Massa e momento de inércia, em torno do eixo de rotação do motor, dos componentes da embraiagem.

3. CONSIDERAÇÕES INICIAIS DE PROJETO

3.1. Escolha do material de fricção

A escolha do material de fricção deve recair sobre um material com as seguintes características:

- Coeficiente de atrito elevado e uniforme;
- Propriedade estáveis que sejam pouco afetadas por condições ambientais;
- Capacidade de suportar elevadas temperaturas;
- Boa condutibilidade térmica;
- Boa resiliência
- Alta resistência ao desgaste, riscagem e raspagem.

Na Tabela 2 estão listados alguns materiais de utilização comum em guarnições e as suas propriedades mais relevantes.

Superfície de contacto		Coeficiente de atrito a seco	Temperatura máxima [°C]	Pressão max [kPa]
Guarnição	Oposição			
Bronze fundido	Aço	-	150	550-825
Ferro fundido	Ferro fundido ou Aço	0,15-0,2	316	1035-1
		-	260	720
Aço duro	Aço duro, cromado	-	260	825-1380
			260	690
Bronze fosforoso duro	Aço duro, cromado	-	260	1380
Metal sinterizado	Ferro fundido, aço, aço duro, cromado	0,1-0,4	538	1035
		0,1-0,3	538	1035
Madeira	Ferro fundido, aço	0,2-0,35	150	2070
Couro	Ferro fundido, aço	0,3-0,5	93	413-620
Cortiça	Ferro fundido, aço	0,3-0,5	93	70-280
Feltro	Ferro fundido, aço	0,22	138	55-96
Fibra vulcanizada ou papel	Ferro fundido, aço, aço duro, cromado	0,3-0,5	93	35-70
Asbestos trançado	Ferro fundido, aço	0,3-0,6	177-260	70-280
Asbestos moldado	Ferro fundido, aço	0,2-0,5	260	827
Asbestos impregnado	Ferro fundido, aço	0,32	260-400	340-1035
Grafite	Aço	0,25	370-530	1035
Plástico fenólico moldado, macerado em base de tecido	Ferro fundido, aço	0,25	150	690

Tabela 2 Características dos materiais de fricção.

A escolha do material de fricção recaiu sobre a marca Mintex, modelo M1144, por se tratar de um material com um elevado coeficiente de atrito, $\mu = 0.45$, e que suporta as pressões e temperaturas de trabalho a que vai ficar sujeito. Trata-se de um material composto por aço e fibras acrílicas, ligado por resina, sem asbestos nem metais pesados.

3.2. Considerações energéticas

Durante a utilização de uma embraiagem existe conversão de energia mecânica em calor entre as superfícies de fricção devido ao escorregamento que existe entre estas. Como consequência existe um aumento de temperatura que é devido ao calor absorvido pela embraiagem. O calor gerado é perdido principalmente por convecção para o meio-ambiente. A temperatura máxima, resultante do equilíbrio entre o calor gerado e o perdido, não deve atingir valores muito elevados sob risco de causar danos no material de fricção ou mesmo a sua destruição.

Devido à elevada correlação entre a energia absorvida durante o funcionamento e o produto da pressão pela velocidade de escorregamento, podem-se impor como valores limite de referência os indicados na Tabela 3.

Condições de operação	$p \cdot v$ (kPa)·(m/s)
Contínuo, dissipação de calor fraca	1050
Ocasional, dissipação de calor fraca	2100
Contínuo, boa dissipação de calor	3000

Tabela 3. Valores típicos do produto $p \cdot v$ usados em freios na indústria.

Verificou-se que os valores de pressão durante os períodos em que existe escorregamento não são suficientemente elevados para que o seu produto, com a velocidade, ultrapasse os valores indicados na Tabela 3 pelo que não se verificam problemas de aquecimento excessivo.

3.3. Molas

A necessidade de controlar a velocidade de rotação em que as sapatas entram em contacto com o tambor implica o conhecimento da força centrífuga que se gera com a velocidade de rotação e da força gerada pela mola. Por motivos construtivos as molas a serem empregues têm de ser de extensão. Se forem utilizadas molas de enrolamento compacto é necessário ter em conta que em muitos casos estas apresentam um valor de força inicial que é necessário aplicar para iniciar o alongamento. Neste caso a força exercida pela mola é dada pela equação (2).

$$F = F_i + K(l_{\max} - L_0) \quad (2)$$

A força da mola depende da força inicial, da constante da mola e da diferença entre o seu comprimento máximo e inicial. Caso a mola não apresente tensão inicial temos $F_i = 0$.

Os valores de referência para a força inicial são em geral fornecidos pelos fabricantes.

Nas molas de extensão existe a necessidade de fazer a transferência de carga entre as molas e os corpos às quais estas se encontram acopladas. O acoplamento é feito através de ganchos padronizados em cada extremidade das molas.

O processo de dimensionamento de molas de extensão é essencialmente o mesmo que o utilizado para molas de compressão. No entanto o efeito adicional introduzido pelos ganchos nas extremidades tem de ser contabilizado na análise.

Há uma grande variedade de materiais que poderão servir para o fabrico de molas. A escolha do material para a mola recaiu sobre arame corda de piano: ASTM A228 ou AMS 5112. Este é considerado, entre os aços-carbono, o de melhor qualidade para molas de pequenas dimensões, no entanto é também dos mais caros. Apresenta uma superfície com

acabamento excelente e os valores mais elevados de resistência à tração e à fadiga. Não deve ser usado para temperaturas negativas ou superiores a 120 °C.

A escolha final sobre a mola a utilizar recaiu sobre uma mola de extensão em corda de piano fabricada pela Associated Spring modelo T31920, por se tratar da mola com as características que mais se aproximam dos requerimentos de projeto. Na Figura 7 está representada a mola e na Tabela 4 estão indicadas as suas características.

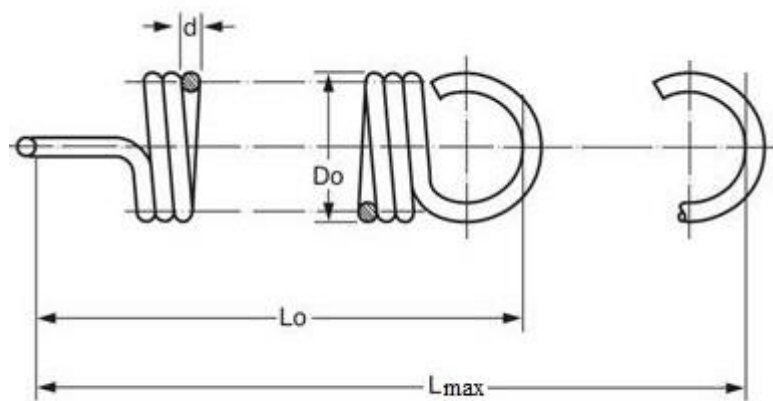


Figura 7. Representação da mola

Identificação da mola	T31920
D_0	7 (mm)
d	1.4 (mm)
L_0	22.10 (mm)
L_{max}	26.46 (mm)
F	144.00 (N)
F_i	16.88 (N)
K	22.30 (N/mm)

Tabela 4. Características da mola selecionada.

4. METODOLOGIA DE ANÁLISE

4.1. Método de cálculo para sapatas articuladas sobre pinos.

Devido à sapata ser longa e o seu movimento ser de rotação, não se pode considerar que a distribuição de pressão nas superfícies de contacto seja uniforme. De facto, no ponto correspondente a $\theta = 0$, o deslocamento da sapata segundo a normal à superfície do tambor é nulo, o que leva a que neste ponto a pressão seja inexistente. Por este motivo não é colocado material de fricção na proximidade deste ponto de modo a evitar interferência, sem que haja grande prejuízo para o desempenho da embraiagem.

Devido ao facto da sapata não ser rígida poderá existir alguma deflexão, o que se irá traduzir numa distribuição de pressão diferente da considerada.

A análise foi baseada num coeficiente de atrito que não varia com a pressão. Na prática o coeficiente de atrito pode variar com várias condições, incluindo temperatura, desgaste e pressão.

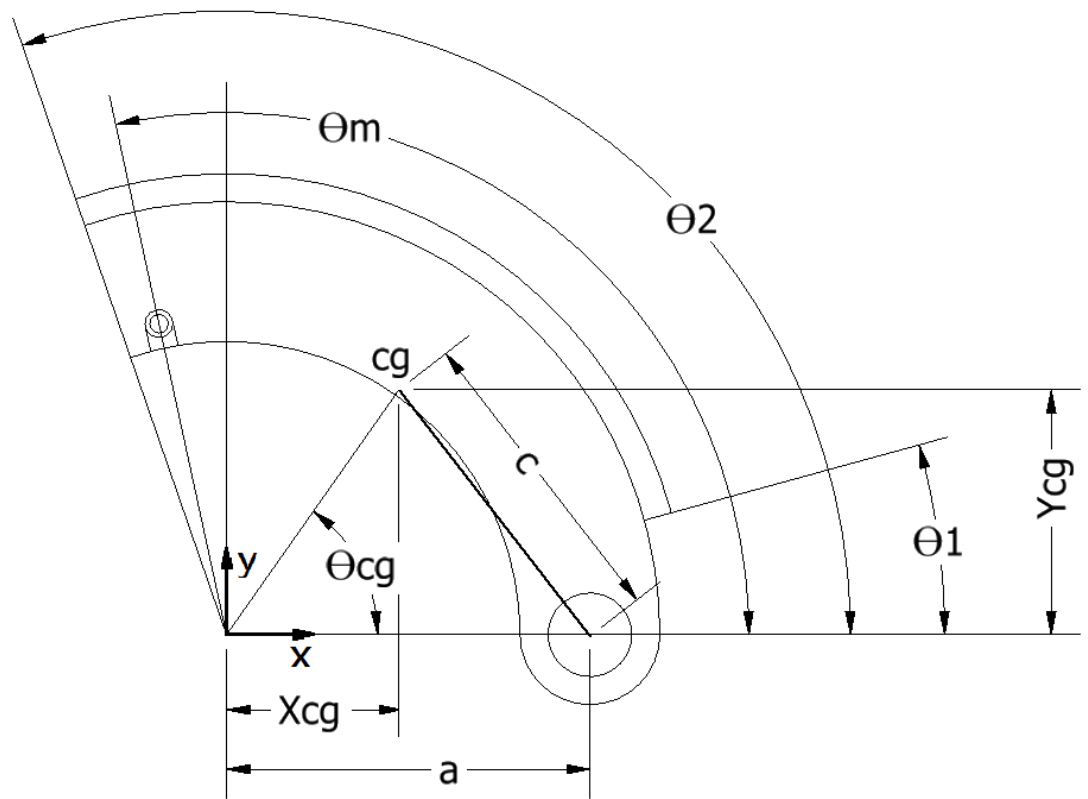


Figura 8. Esquema de uma sapata da embraiagem centrífuga articulada sobre pinos

A Figura 8 representa o esquema da sapata em análise.

O material de fricção começa no ângulo θ_1 medido a partir do pino de articulação e termina no ângulo θ_2 .

Supondo que a pressão em qualquer ponto é proporcional à distância vertical ao pino de articulação e sabendo que esta distância é proporcional a $\sin \theta$, obtém-se a relação de pressões dada pela equação (3).

$$\frac{P}{\sin \theta} = \frac{P_a}{\sin \theta_a} \quad (3)$$

Tal permite concluir que para sapatas curtas em que θ_2 é menor que 90° a pressão máxima se verifica em θ_2 . No caso de as sapatas serem longas a pressão vai ser máxima para $\theta = 90^\circ$. Para qualquer ângulo θ do pino de articulação atua uma força diferencial dN normal à superfície dada pela equação (4).

$$dN = pbr \cdot d\theta \quad (4)$$

Substituindo o valor da pressão dado pela equação (3) fica

$$dN = \frac{pabr \cdot \sin \theta d\theta}{\sin \theta_a} \quad (5)$$

Aplicando as equações de equilíbrio estático podemos determinar o binário transmitido e as reações R_x e R_y no pino de articulação.

O momento das forças de atrito M_a é dado pela equação (6).

$$M_a = \int \mu dN(r - a \cos \theta) \cdot d\theta = \frac{\mu pabr}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cdot (r - a \cos \theta) \cdot d\theta \quad (6)$$

O momento das forças normais M_N é dado pela equação (7).

$$M_N = \int dN(a \sin \theta) \cdot d\theta = \frac{pabra}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \cdot d\theta \quad (7)$$

Para simplificar

$$A = \frac{pabr}{\sin \theta_a} \quad (8)$$

$$K_a = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cdot (r - a \cos \theta) \cdot d\theta = \quad (9)$$

$$= r(\cos \theta_1 - \cos \theta_2) - \frac{a}{2}(\sin^2 \theta_2 - \sin^2 \theta_1)$$

$$K_N = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \cdot d\theta = \left(\frac{\theta_2}{2} - \frac{1}{4} \sin(2\theta_2) \right) - \left(\frac{\theta_1}{2} - \frac{1}{4} \sin(2\theta_1) \right) \quad (10)$$

Ficamos então com

$$M_a = \mu A * K_a = \frac{pabr}{\sin \theta_a} \mu * K_a \quad (11)$$

$$M_N = aA * K_N = \frac{p_a br}{\sin \theta_a} a * K_N \quad (12)$$

Pelo equilíbrio de momentos em torno do pino de articulação

$$(M_N - M_a) = F_c \cdot c - F_m \cdot d \quad (13)$$

Substituindo M_N e M_a com recurso às equações (11) e (12)

$$\frac{p_a bra}{\sin \theta_a} * K_N - \frac{\mu p_a br}{\sin \theta_a} * K_a = F_c \cdot c - F_m \cdot d \quad (14)$$

$$p_a \left(\frac{bra}{\sin \theta_a} * K_N - \frac{\mu br}{\sin \theta_a} * K_a \right) = F_c \cdot c - F_m \cdot d \quad (15)$$

Assim a pressão máxima, p_a , é obtida pela equação (16).

$$p_a = \frac{(F_c \cdot c - F_m \cdot d) \sin \theta_a}{bra * K_N - \mu br * K_a} \quad (16)$$

Com

$$F_c = m \omega^2 r \quad (17)$$

$$F_m = F_i + K(L_{max} - L_0) \quad (18)$$

O binário total, T_T , é obtido pela equação (19).

$$T_T = n \frac{(\mu \cdot p_a br^2)(\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\sin \theta_a} \quad (19)$$

O cálculo das reações R_x e R_y é efetuado segundo as equações de equilíbrio estático das forças verticais e horizontais.

Para R_x tem-se

$$R_x = \int dN \cos \theta \cdot d\theta - \int \mu dN \sin \theta \cdot d\theta - F_{mx} - F_{cx} = \quad (20)$$

$$= \frac{p_a br}{\sin \theta_a} \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cos \theta d\theta - \mu \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \cdot d\theta \right) - F_{mx} - F_{cx}$$

Utilizando as equações (8), (10) e (21)

$$B = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cos \theta d\theta = \left[\frac{1}{2} \sin^2 \theta \right]_{\theta_1}^{\theta_2} = \frac{1}{2} (\sin^2 \theta_2 - \sin^2 \theta_1) \quad (21)$$

Obtemos

$$R_x = A(B - \mu K_N) - F_{mx} - F_{cx} \quad (22)$$

Para R_y tem-se:

$$R_y = \int dN \sin \theta \cdot d\theta + \int \mu dN \cos \theta \cdot d\theta + F_{my} - F_{cy} = \quad (23)$$

$$= \frac{p_a br}{\sin \theta_a} \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta + \mu \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cos \theta \cdot d\theta \right) + F_{my} - F_{cy}$$

Utilizando as equações (8), (10) e (21)

$$R_y = A(K_N + \mu B) + F_{my} - F_{cy} \quad (24)$$

4.2. Método de cálculo para sapatas guiadas por pinos.

A Figura 9 representa uma embraiagem centrífuga guiada por pinos, onde estão representadas as forças a que esta está sujeita durante o funcionamento.

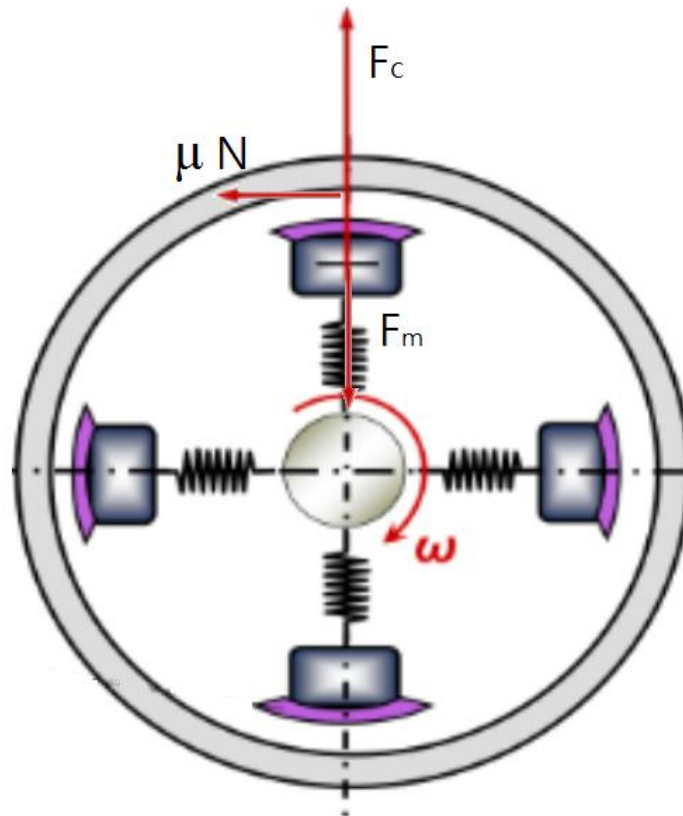


Figura 9. Esquema de uma embraiagem centrífuga guiada por pinos

A normal em cada sapata é dada pela equação (25).

$$N = F_c - F_m \quad (25)$$

A força centrífuga que atua em cada sapata é dada pela equação (26).

$$F_c = m\omega^2 r \quad (26)$$

A força da mola exercida em cada sapata é

$$F_m = K(l_{max} - l_0) \quad (27)$$

A força de atrito em cada sapata é dada pela equação (28).

$$F_a = N \cdot \mu \quad (28)$$

O binário total transmitido é dado pela equação (29).

$$T_T = N \cdot \mu \cdot r \quad (29)$$

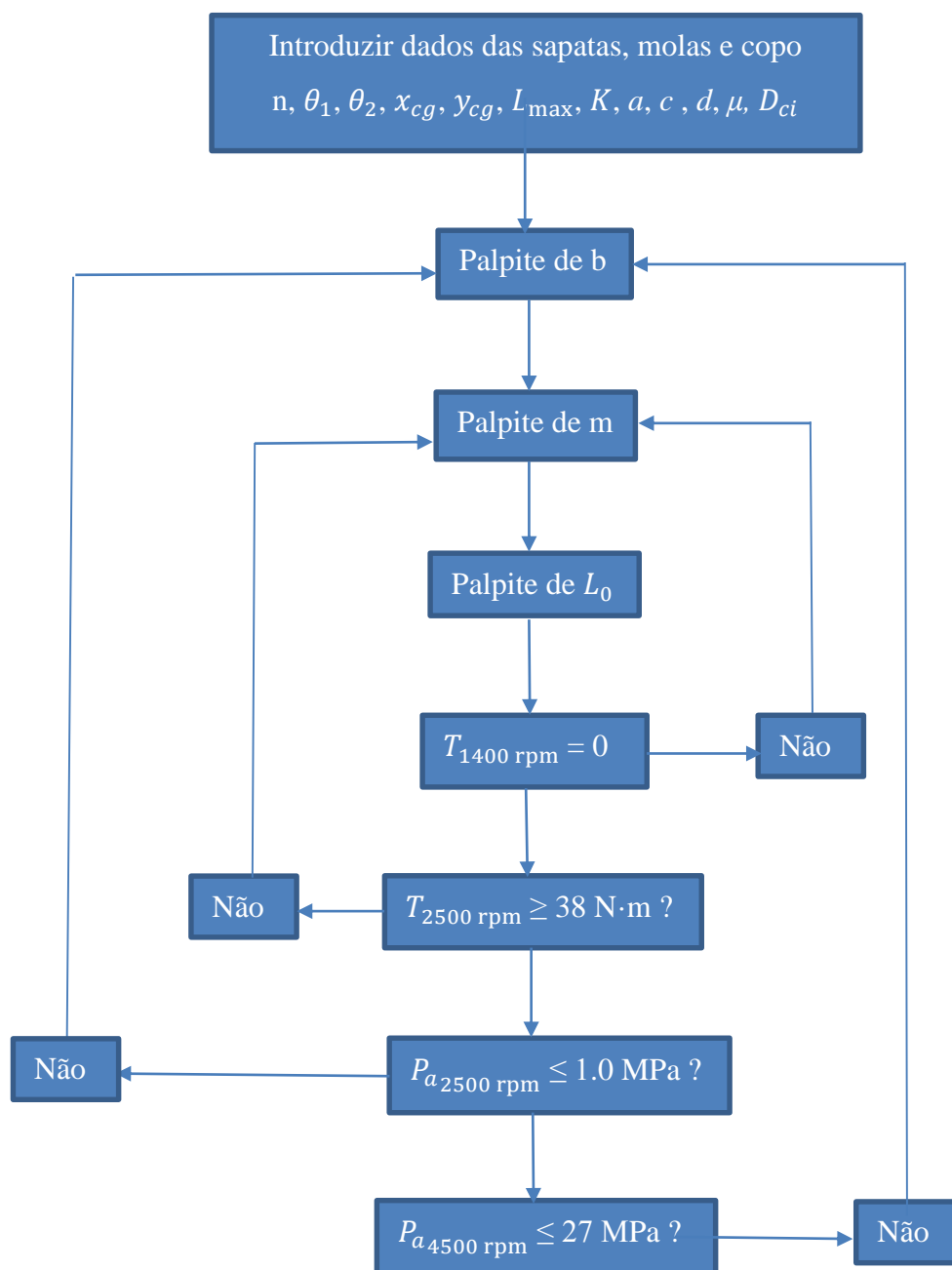
4.3. Modelação da embraiagem

4.3.1. Dados de entrada

1. n – Número de sapatas
2. θ_1 – Ângulo de início do material de fricção [grau]:
3. θ_2 – Ângulo de fim do material de fricção [grau]:
4. L_{\max} – Comprimento máximo da mola, [m]
5. L_0 – Comprimento inicial da mola, [m]
6. K – Constante da mola, [N/m]
7. x_{cg} – Abcissa do centro de massa da maxila, [m]
8. y_{cg} – Ordenada do centro de massa da maxila, [m]
9. a – Distância do centro de rotação da cambota ao pino, [m]
10. b – Largura da sapata, [m]
11. c – Braço da força normal, [m]
12. d – Braço da força da mola, [m]
13. D_{ci} – Diâmetro interior do tambor da embraiagem, [m]
14. m – Massa da sapata, [kg]
15. μ – Coeficiente de atrito entre o material de fricção e o tambor da embraiagem.

Para a obtenção da curva de capacidade de transmissão de binário pretendida é necessário recorrer a um processo iterativo.

A seguir pode ser visto o fluxograma do método empregue na folha de cálculo. A utilização deste método permite a que se obtenha os valores da massa e do comprimento inicial da mola e ainda a largura das sapatas de modo a que seja respeitado o valor da pressão máxima de trabalho para o material de fricção.



4.3.2. Dados de saída

A folha de cálculo fornece os valores da pressão máxima, binário e das reações R_x e R_y em função da velocidade de rotação para a situação de auto-acionamento e para a situação em que este não se verifica.

O valor da massa das sapatas e do comprimento inicial da mola têm de ser ajustados de modo a obter a rotação de início de funcionamento desejada, assim como obter o binário necessário a uma determinada velocidade de rotação. Pode ainda ser necessário ajustar o valor da largura da sapata de modo a manter os valores de pressão máxima dentro de limites seguros.

5. EMBRAIAGENS PROPOSTAS

Com recurso ao programa desenvolvido onde se aplica a metodologia descrita anteriormente foram estudadas seis configurações possíveis para a embraiagem.

Duas embraiagens de duas sapatas em que uma funciona com auto-acionamento e outra sem auto-acionamento, duas embraiagens de três sapatas em que uma funciona com auto-acionamento e outra sem auto-acionamento, e ainda duas embraiagens de sapatas guiadas por pinos. No Apêndice A estão resumidas as características das sapatas das diversas embraiagens. Na Figura 10 está representada a embraiagem de três sapatas em estudo.

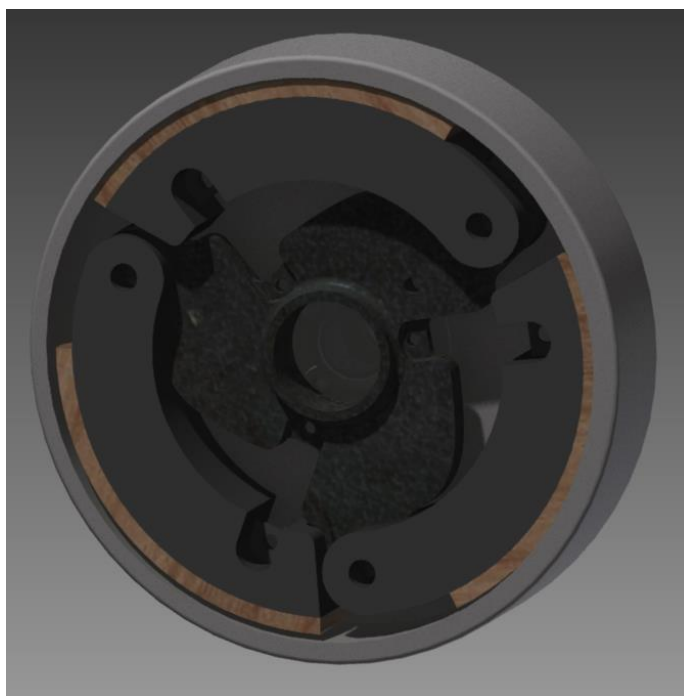


Figura 10. Modelo 3D da embraiagem de três sapatas em estudo

Na Figura 11 está representada a curva de binário obtido para embraiagens de três sapatas com e sem auto-acionamento e ainda para a embraiagem de três sapatas guiadas por pinos, sendo que se considerou uma massa igual para todas as sapatas. Embora a velocidade de rotação de início de transmissão de binário seja a mesma para ambas, devido

ao ajuste do comprimento inicial da mola, nas embraiagens sem auto-acionamento o binário só é transmitido integralmente por volta das 4000 rpm e na embraiagem guiada por pinos por volta das 3300 rpm, sendo que na embraiagem que faz uso do efeito de auto-acionamento às 2500 rpm já transmite integralmente o binário do motor.

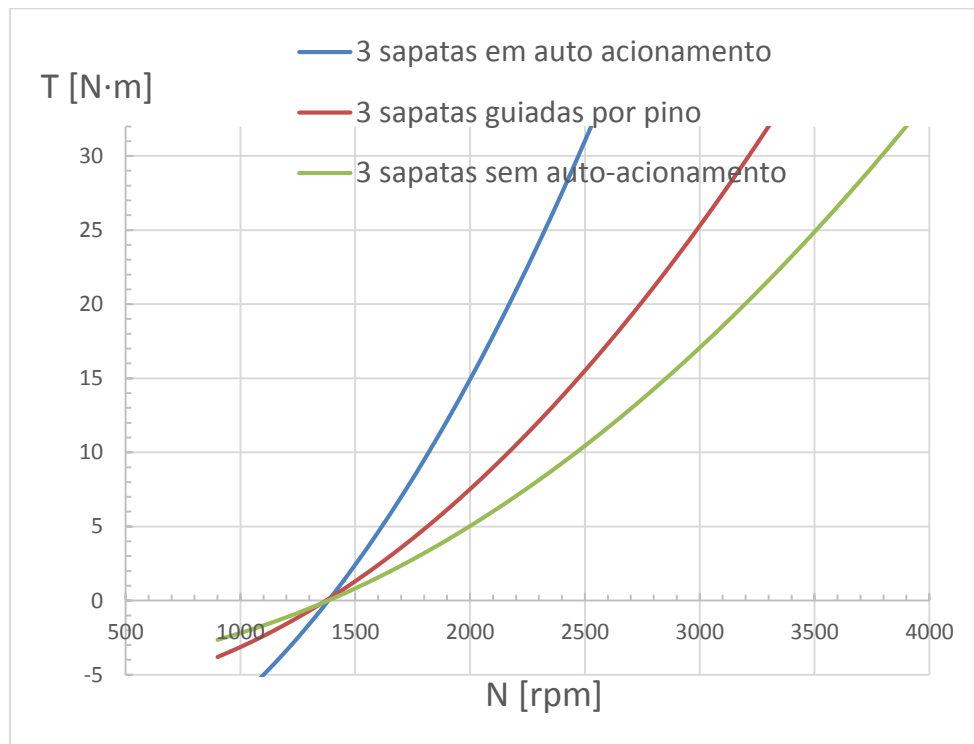


Figura 11. Evolução do binário transmitido por embraiagens de três sapatas com auto-acionamento e sem auto-acionamento e embraiagens guiadas por pinos com a velocidade de rotação.

Na Figura 12 estão representadas as curvas de binário em função da rotação para algumas das embraiagens estudadas. Foi ajustada a massa das sapatas e a força das molas para cada caso de modo a obter a curva de binário pretendido. Os valores para a massa das sapatas estão indicados na Figura 13.

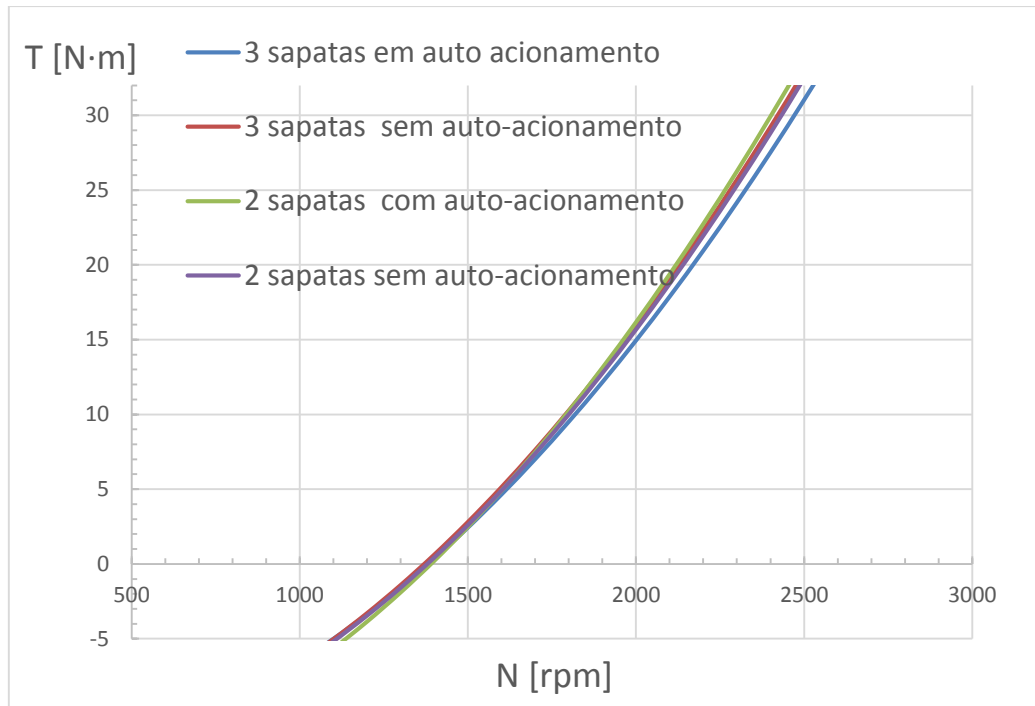


Figura 12. Evolução do binário transmitido pelas embraiagens com a velocidade de rotação.

É possível obter o comportamento desejado em termos de transmissão de binário com todas as configurações estudadas, no entanto as embraiagens que fazem uso do efeito de auto-acionamento conduziram a soluções mais leves.

Na Figura 13 estão representados os valores para a massa total das sapatas das diferentes configurações estudadas, já ajustadas na sua massa e comprimento inicial da mola para começarem a transmitir binário às 1400 rpm e às 2500 rpm já transmitirem integralmente o binário do motor.

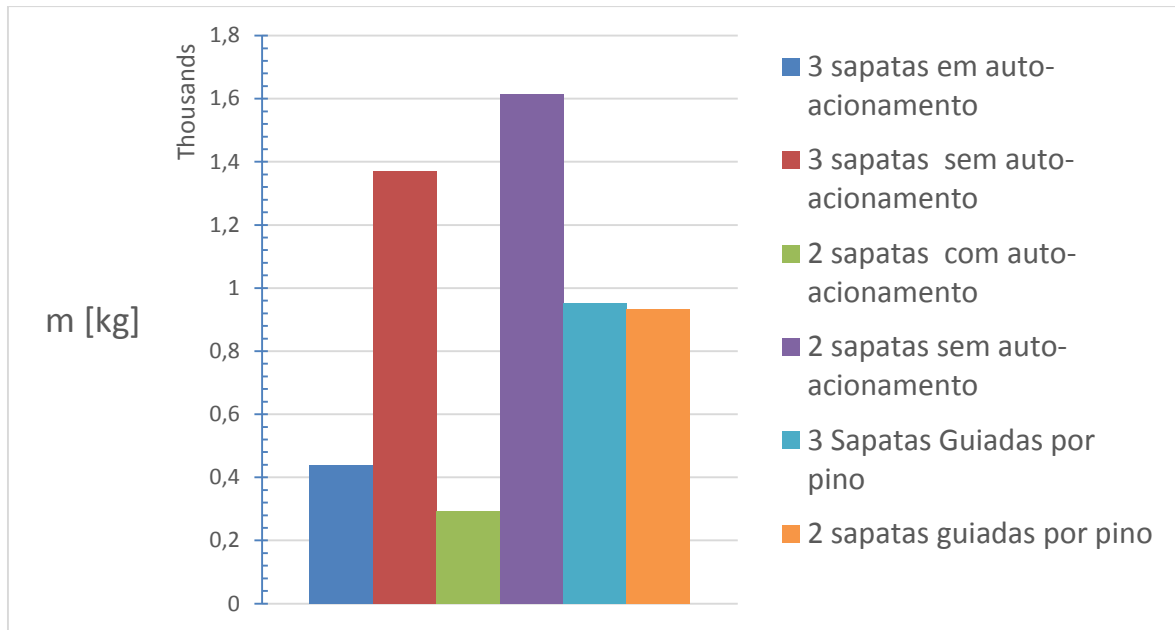


Figura 13. Massa total das sapatas das embraiagens em estudo

As soluções mais promissoras são as que fazem uso do efeito de auto-acionamento pois apresentam valores para a massa das sapatas muito inferiores às restantes. Como tal foi feita a comparação entre estas e calculada a influência de ambas no desempenho do veículo. Na Figura 17 está representada a evolução da energia cinética das embraiagens em função da velocidade de rotação do motor. De notar que a embraiagem de duas sapatas apresenta uma energia cinética superior apesar da sua menor massa.

Na Figura 14 estão representadas as reações nos pinos das sapatas em função da velocidade de rotação. De notar que as embraiagens de 3 sapatas apresentam reações menores que as que as de duas sapatas. Isto vai conduzir a que os pinos de fixação das sapatas nas embraiagens que fazem uso de três sapatas, não necessitem de um diâmetro tão grande comparativamente às de duas sapatas, compensando desta maneira o facto de ter de existir mais um.

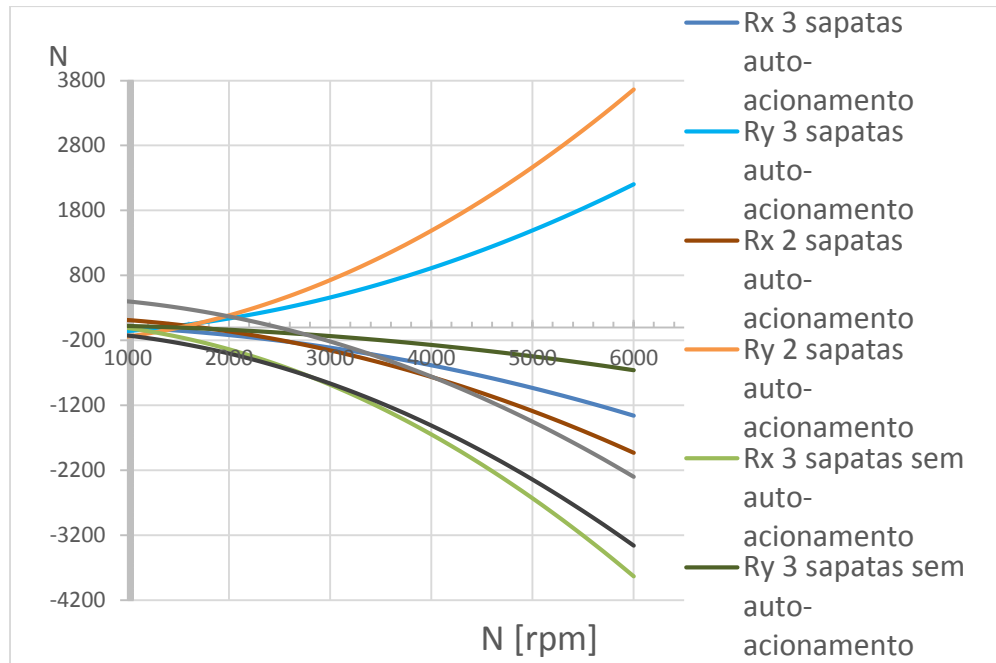


Figura 14. Evolução das reações Rx e Ry nos pinos das sapatas com a velocidade de rotação do motor.

Na Figura 15 está representada a evolução da pressão máxima na sapata com a velocidade de rotação.

Os valores verificados para a pressão máxima nas sapatas das embraiagens de duas sapatas são superiores aos verificados nas de três sapatas.

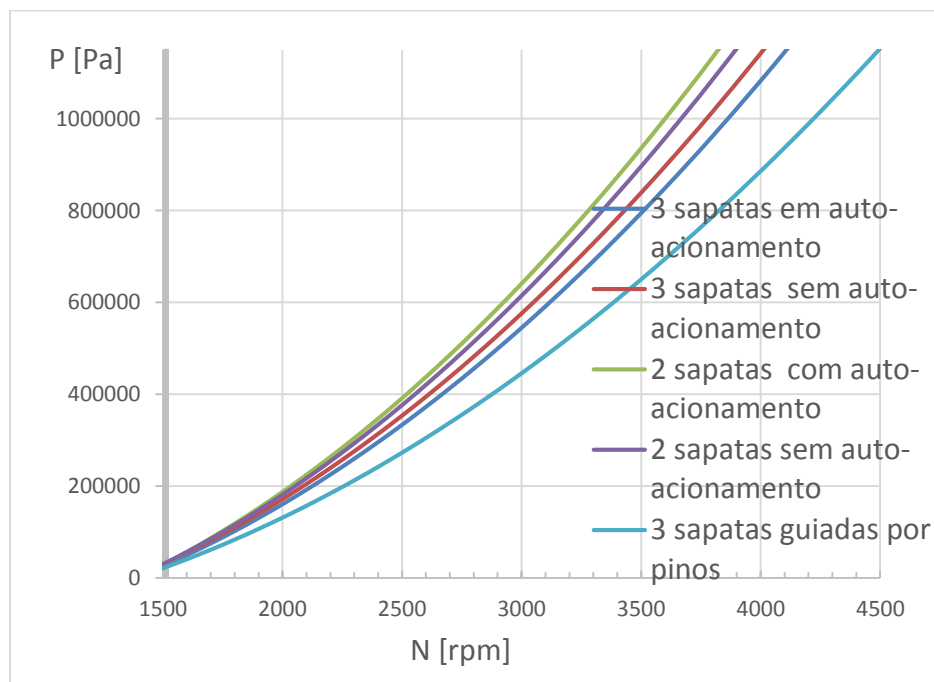


Figura 15. Evolução da pressão no material de fricção com a velocidade de rotação.

De modo a minimizar a pressão máxima é necessário ajustar a largura das sapatas. Na Figura 16 estão indicadas as larguras obtidas para as sapatas para que os valores de pressão não ultrapassem 1 MPa às 4500 rpm.

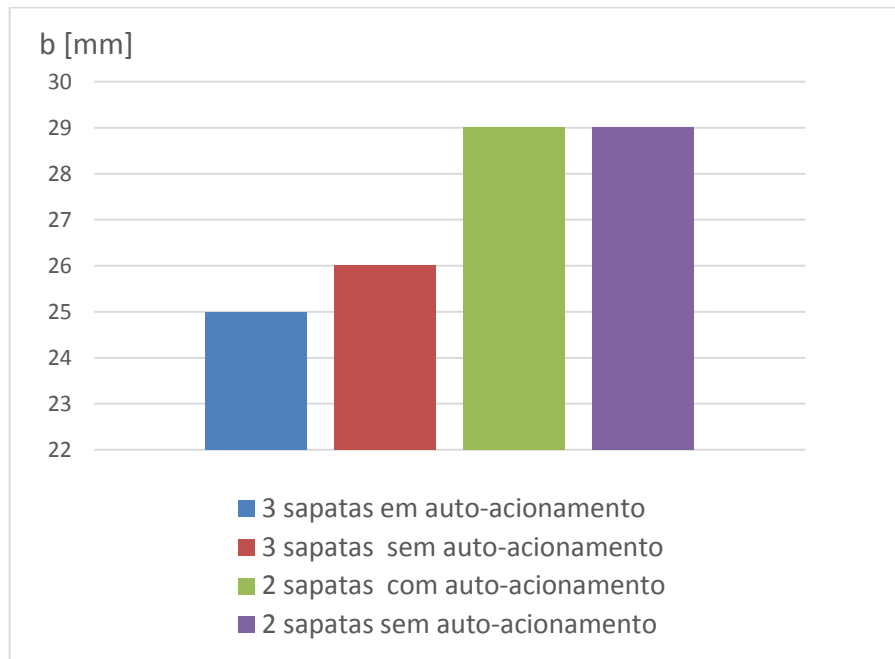


Figura 16. Largura ajustada das sapatas

Na Tabela 5 estão indicados os valores da massa e inércia em torno do eixo de rotação para os diversos componentes da embraiagem.

	Embraiagem atual de duas sapatas		Embraiagem projetada de três sapatas	
	ICG /kg·m ²	m /kg	ICG /kg·m ²	m /kg
Sapatas	1.158E-03	0.8260	6.75 E-04	0.4383
2 Material de fricção	3.27 E-05	0.0151	4.91 E-05	0.0227
2 Parafusos de fixação da Embraiagem ao volante do motor	5.56E-05	0.0420	8.34E-05	0.0630
2 Molas	4.86E-06	0.0105	7.26 E-05	0.0158
Volante do motor	2.071E-04	0.1870	7.31 E-05	0.1050
Eixo de saída cónico e roscado	1.310E-05	0.0840	1.31 E-05	0.0840
4 Parafusos de fixação do eixo de saída	2.47E-06	0.0096	2.47 E-06	0.0096
Tambor	4.435 E-04	0.3970	4.43 E-04	0.3970
Porca de fixação do veio	1.69E-07	0.0058	1.69E-07	0.0058
Anilha M8	2.622E-08	0.00080	2.622E-08	0.0008
Porca do volante do motor	1.98E-06	0.00230	1.98E-06	0.00230

Tabela 5. Valores do momento de inércia em torno do eixo de rotação e da massa dos componentes da embraiagem.

	ICG /kg·m ²	m /kg
Embraiagem atual de duas sapatas	0.00174	1.52395
Embraiagem projetada de três sapatas	0.00131	1.17009
Total	4.370E-4	0.35386

Tabela 6. Valores do momento de inércia total em torno do eixo de rotação e da massa da embraiagem.

De notar que a embraiagem projetada é 0.35386 kg mais leve que a atual.

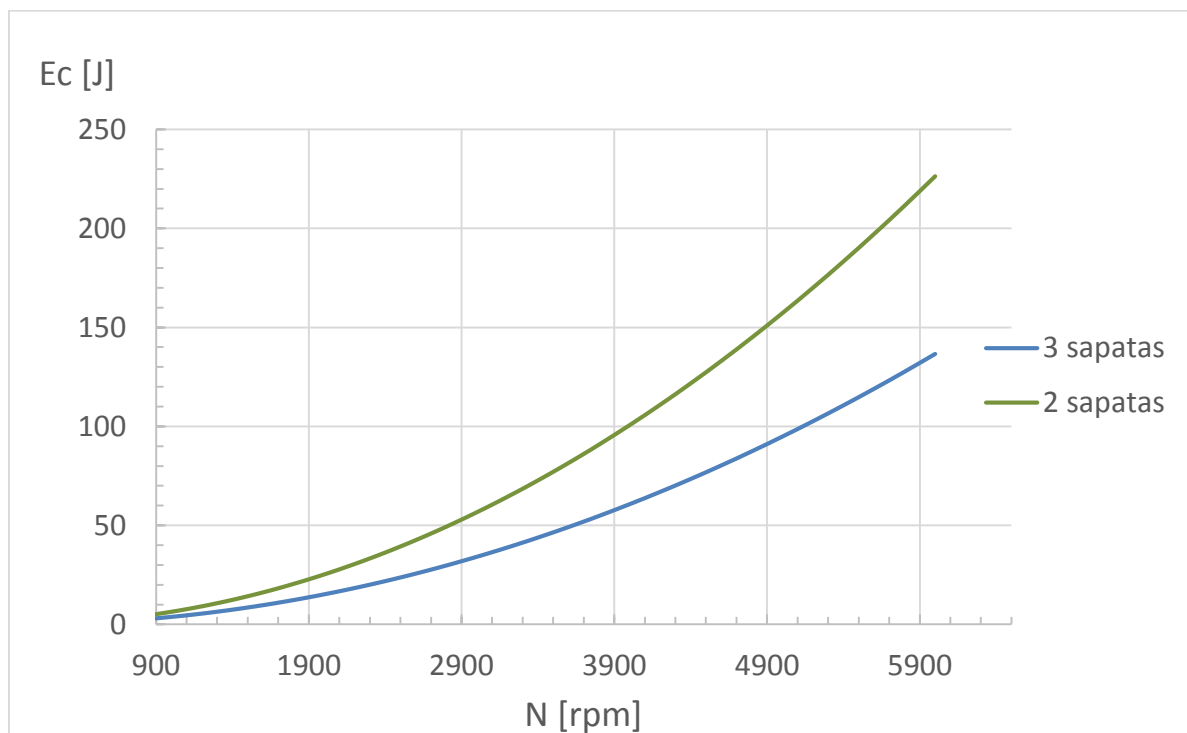


Figura 17. Evolução da energia cinética de rotação das sapatas em função da rotação do motor.

A energia despendida para acelerar os componentes da embraiagem de uma velocidade angular inicial até um valor final é dada pela equação (24)

$$E_c = \frac{1}{2} I_{eq} (\omega_f^2 - \omega_i^2) \quad (24)$$

Em prova são efetuadas duas ligações do motor por cada volta à pista sendo que no total são efetuados onze arranques em que o motor acelera até às 3800 rpm e dez até às 4200 rpm.

A energia cinética desperdiçada nestes arranques é dada por

$$E_{CT} = 11 \cdot \frac{1}{2} I_{eq} (\omega_f^2 - \omega_i^2) - 10 \cdot \frac{1}{2} I_{eq} (\omega_f^2 - \omega_i^2) \quad (24)$$

Visto que o motor apresenta um bsfc médio de 290 g/kW·h e sabendo que 1 kW·h equivale a $3.6 \cdot 10^6$ J podemos achar a equivalência da energia cinética em gama de combustível. Como a densidade do combustível é conhecida achamos o volume equivalente de combustível através da equação (25).

$$V = \frac{m}{\rho} \quad (25)$$

A perda de performance que se obtém devido à energia cinética acumulada nas sapatas da embraiagem e que é perdida quando o motor é desligado é de 24.06 km/l no caso da embraiagem de 3 sapatas e de 59.08 km/l no caso da embraiagem de duas sapatas.

Assumindo que cada quilograma extra no veículo acarreta uma perda de 40 km/l a penalização devido à massa das sapatas é de 17.50 km/l para a embraiagem de três sapatas e de 17.53 kg/l para a embraiagem de duas sapatas. Somando a influência de massa e da energia cinética obtemos um valor de 41.59 km/l de perda para a embraiagem de três sapatas e 70.84 km/l para a embraiagem de duas sapatas. Isto permite concluir que a opção mais favorável recai sobre a embraiagem de três sapatas, pois apesar de possuir um valor de massa mais elevado, possui uma energia cinética inferior.

6. CONCLUSÕES

Com o estudo efetuado podemos concluir que é possível obter melhorias significativas no que toca à embraiagem empregue no Eco Veículo XC20i.

O programa de modelação criado permite prever as características de funcionamento de embraiagens centrífugas, permitindo ainda a otimização de parâmetros importantes no seu funcionamento.

Analisando os resultados podemos concluir que a opção por uma embraiagem que aproveite o efeito de auto acionamento vai conduzir a uma solução significativamente mais leve que as restantes.

Relativamente ao número de sapatas verificou-se que o seu efeito mais significativo foi a redução do momento de inércia de rotação e consequentemente a redução da energia cinética acumulada pelo sistema. Verificou-se ainda que o efeito da energia cinética acumulada pelos elementos da embraiagem teve um impacto significativo na performance do veículo, suplantando até a importância de massa.

A solução alcançada para além de ser capaz de transmitir binários superiores a velocidades de rotações mais baixas à que atualmente se encontra em serviço possui ainda uma massa e momento de inércia de rotação inferiores.

O projeto total de todos os componentes da embraiagem não foi possível de concretizar, tendo sido dada prioridade à modelação da embraiagem.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] <http://www.ecoveiculo.com/pt/palmares.html>
- [2] Gonçalves, P F 2008 , “Concepção de Um otor de Combustão Interna para Um Veículo Automóvel de Extra-baixo Consumo de Combustível”, Tese de estrado, DE - FCTUC, Coimbra, Setembro 2008.
- [3] Santin, J. J., Onder, C. H., Bernard, J., Isler, D., Kober, P., Kolb, F., Widmann, N. and Guzzela, L. (2007), “The World’s Most Fuel Efficient Vehicle, Design and Development of PAC-Car II, Vdf Hochschulverlag AG an der ETH Zürich.
- [4] SKF (2008), “General Catalogue 6000/I EN, June 2008
- [5] Shigley, J. E., “Mechanical engineering design. 3”. ed. New York: McGraw-Hill, 1993.
- [6] Moura, Branco. J., Martins, Ferreira. J., Domingos, Costa, J., Silva, Ribeiro, A. (2012), “PROJECTO DE ÓRGÃOS DE MÁQUINAS”, 3ª Edição. Av. De Berna, Lisboa.
- [7] <http://www.servimolas.pt/index.php/destaques/2-materias-primas-de-alta-qualidade>
- [8] <http://www.asbg-spec.com.br/>
- [9] <http://www.engineeringexpert.net/Engineering-Expert-Witness-Blog/?tag=centrifugal-clutch>

APÊNDICE A

Nas tabelas 4, 5, 6 e 7 são resumidas algumas das características das sapatas das embraiações em estudo.

Número de sapatas	3
m /g	146
θ_1 /grau	10
θ_2 /grau	109
L_0 /mm	19.9
L_{max} /mm	22.5
K /N/m	33506.5
a /mm	39
c /mm	33.28
b /mm	22
r /mm	48.5
X_{cg} /mm	20.508
Y_{cg} /mm	26.294

Tabela 7. Características das sapatas da embraiagem de três sapatas com efeito de auto-acionamento.

Número de sapatas	3
m / g	457.1
θ_1 / grau	10
θ_2 / grau	109
L_0 / mm	14.5
L_{max} / mm	22.5
$K / \text{N/m}$	33506.5
a / mm	39
c / mm	33.28
b / mm	23
r / mm	48.5
X_{cg} / mm	20.508
Y_{cg} / mm	26.294

Tabela 8 Características das sapatas da embraiagem de três sapatas sem efeito de auto-acionamento.

Número de sapatas	2
m / g	147.1
θ_1 / grau	10
θ_2 / grau	147
L_0 / mm	20
L_{max} / mm	22.5
$K / \text{N/m}$	33506.5
a / mm	36
c / mm	35.79
b / mm	25
r / mm	48.5
X_{cg} / mm	2.896
Y_{cg} / mm	26.847

Tabela 9 Características das sapatas da embraiagem de duas sapatas com efeito de auto-acionamento.

Número de sapatas	2
m /g	807.1
θ_1 /grau	10
θ_2 /grau	147
L_0 /mm	9
L_{max} /mm	22.5
K /N/m	33506.5
a /mm	36
c /mm	35.79
b /mm	29
r /mm	48.5
X_{cg} /mm	2.896
Y_{cg} /mm	26.847

Tabela 10 Características das sapatas da embraiagem de duas sapatas sem efeito de auto-acionamento.