

SIMULAÇÃO DO DESEMPENHO ENERGÉTICO DE UMA CAIXA TRANSFER

R. Martins * ; J. Seabra **

* INEGI, CETRIB, Leça do Balio, Portugal, jseabra@fe.up.pt

** Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, DEMEGI, Porto, Portugal, mem99001@fe.up.pt



RESUMO

A simulação do comportamento energético de uma caixa de velocidades, de modo a prever o seu comportamento real é do maior interesse científico e económico. Pode-se prever o efeito produzido pelas várias variáveis de projecto e avaliar o rendimento da caixa, antes de realizar os longos e dispendiosos testes laboratoriais. Deste modo uma simulação mais precisa permite a optimização do projecto de caixas de velocidades, com as consequentes vantagens energéticas daí resultantes. Neste trabalho é dada especial atenção à dissipação de energia nas engrenagens e nos rolamentos, que são as formas de dissipação de potência predominantes numa caixa de velocidades. Outro factor com enorme influência no desempenho energético deste tipo de aplicações (caixas de velocidades) é o nível do óleo, ou seja, a profundidade a que os órgãos moveis estão submersos.

1. INTRODUÇÃO

Neste trabalho usou-se uma caixa *transfer* cuja função é permitir que o veículo passe a dispor da opção de tracção integral, e ainda, de uma saída de movimento auxiliar que pode ser usada para accionar qualquer equipamento mecânico compatível.

Foi desenvolvido um modelo do seu comportamento energético com o qual se pretende simular as mais variadas situações de trabalho e verificar a concordância com os resultados experimentais obtidos em laboratório.

Os ensaios laboratoriais foram efectuados num banco de ensaios de caixas,

que faz recirculação de potência, tornando os ensaios muito menos dispendiosos energeticamente, uma vez que desta forma só é necessário fornecer a potência de perdas.

As engrenagens usadas nos ensaios possuem revestimentos auto-lubrificantes. Foram usados dois tipos de revestimentos, um é constituído por Bissulfureto de Molibedénio e Titanio (MoST), e o outro à base de Carbono e Crómio (Graphite-iC).

Outro dos objectivos deste trabalho é mostrar a influência do nível de óleo na eficiência energética deste tipo de aplicações.

2. LUBRIFICANTES

O óleo considerado na simulação é o mesmo que foi usado nos ensaios de laboratório. É um óleo de base mineral para engrenagens industriais com aditivos EP, apresentado como conferindo uma protecção adicional ao *micropitting*, e boa protecção contra a oxidação e a corrosão das superfícies.

Na simulação efectuada considerou-se que a temperatura do banho de óleo era de 80°C. Na Tabela 1 mostram-se as propriedades do lubrificante.

3. BANCO DE ENSAIOS

Os ensaios laboratoriais usados neste trabalho foram efectuados num banco de ensaios para caixas de engrenagens. Este banco é do tipo "circuito fechado com circulação de potência", ou seja, o motor de accionamento só necessita de fornecer a potência dissipada.

Tabela 1 – Propriedades do óleo considerado na simulação.

Tipo de base		mineral
Especificação de viscosidade		ISO VG 150
v a 40°C	mm ² /s	150
v a 100°C	mm ² /s	14.5
IV		95
Gravidade específica 15°C	kg/dm ³	0.896
Temperatura banho	°C	80
v a 80°C	mm ² /s	26.4

Na Fig 1 está representado, esquematicamente, o banco de ensaio, podendo-se observar a plataforma ajustável de fixação das caixas, a qual permite o desalinhamento com os acoplamentos. A plataforma móvel interna permite ajustar em altura e profundidade o sensor de binário e velocidade de saída.

Este banco de ensaios permite as seguintes medições:

- Binário de entrada e de saída na caixa de ensaio;
- Velocidade de rotação de entrada e de saída na caixa de ensaio
- Temperatura do óleo da caixa de ensaio e as temperaturas dos cárteres de ambas as caixas

O controlo do funcionamento do banco é efectuado por um computador, que também armazena as leituras de cada um dos sensores (binário, velocidade e temperatura).

As condições de ensaio permitidas pelo banco de ensaios estão definidas na Tabela 2.

Tabela 2 – Características do banco de ensaio de caixas

Parâmetros		Mínimo	Máximo
Velocidade	r.p.m.	100	4000
Binário	N.m	100	1335
Potência	kW	5	75

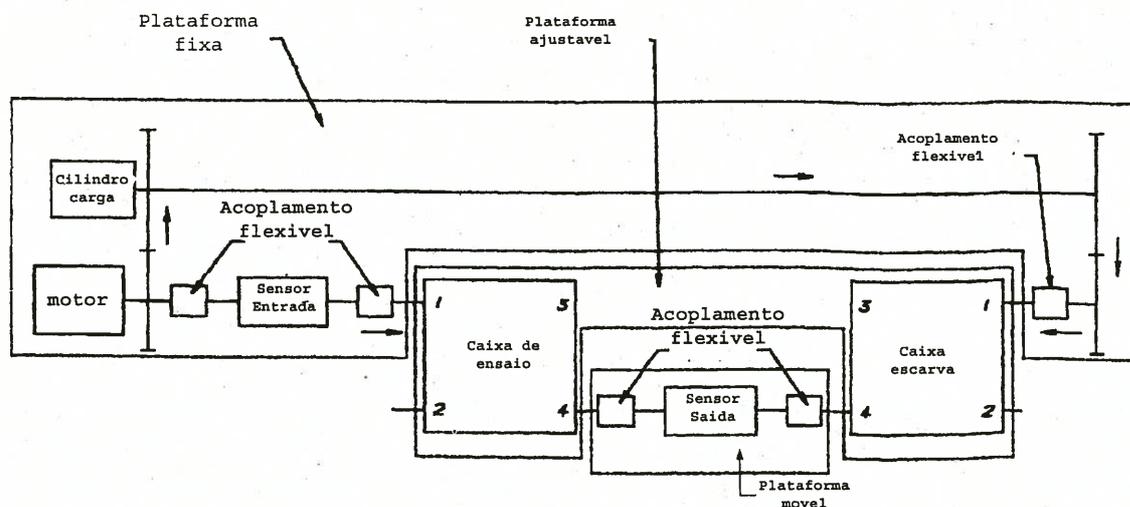


Fig 1 – Esquema do banco de ensaio de caixas

4. CAIXA TRANSFER

A caixa *transfer* aqui apresentada é usada à saída de uma caixa de velocidades convencional, permitindo que o veículo passe a ter dois eixos motores e, ainda, possui uma saída de movimento auxiliar para accionamento de outro mecanismo. O veículo para o qual foi desenvolvida esta caixa *transfer* possui uma caixa principal de 5 velocidades e um só eixo motriz.

A caixa de transferência tem duas velocidades, ambas redutoras de velocidade (ou multiplicadoras de binário), duplicando assim as possibilidades cinemáticas da caixa principal. Neste trabalho os ensaios considerados foram efectuados na mudança alta. A Fig 2 mostra o desenho em corte da caixa *transfer*, e na Fig 3 representa-se esquematicamente a disposição das engrenagens e dos veios, bem como a respectiva numeração.

É constituída por 5 engrenagens montadas em 3 veios. As engrenagens do veio 2 são montadas através de chavetas, as engrenagens dos veios 1 e 3 encontram-se montadas sobre rolamentos de agulhas.

Os veios são suportados por rolamentos de esferas, de rolos e cónicos. As características geométricas das engrenagens são indicadas na Tabela 4.

Tabela 3 – Propriedades mecânicas do aço DIN 15CrNi6, após tratamento térmico

Propriedade	Valor
sigma FE (Mpa)	620
sigma Hlim (MPa)	1300
coef. Poisson	0.3
densidade (Kg/dm ³)	7.85
Módulo de Young (GPa)	210

As engrenagens foram talhadas em aço DIN 15CrNi6. Após a maquinagem, as engrenagens foram cementadas e temperadas em óleo, com posterior revenido. As propriedades mecânicas mais relevantes do aço das engrenagens são indicadas na Tabela 4.

REVESTIMENTOS DAS ENGENAGENS

As engrenagens usadas nestes ensaios possuem revestimentos auto-lubrificantes. Foram considerados dois tipos de revestimentos auto-lubrificantes, um à base de Bissulfureto de Molibedénio e Titanio (MoST[®]), e o outro à base de Carbono e Crómio (Graphite-iC[®]), sendo ambos produzidos pela empresa Teer Coatings Ltd [1]. Estes revestimentos são muito finos, apresentam espessuras entre 1 a 1,3 µm, e possuem como característica principal um baixo coeficiente de atrito, que oscila entre 0.04 e 0.07 (valores obtidos no ensaio alternativo pino-disco).

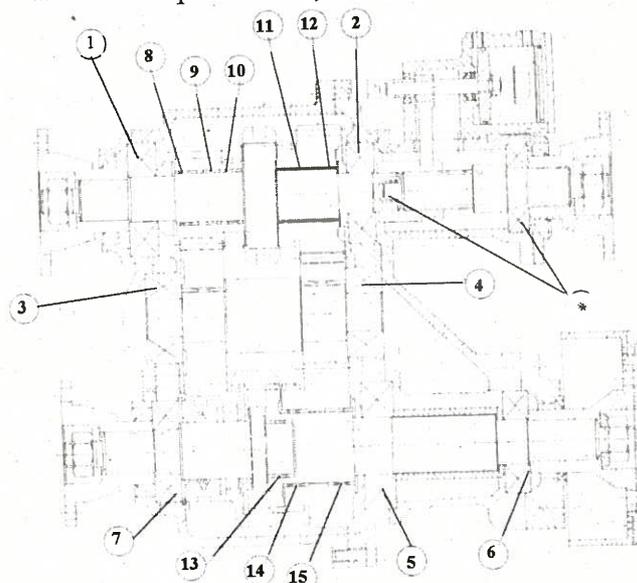


Fig 2 – Desenho da caixa *transfer* e numeração dos rolamentos

Tabela 4 – Características geométricas das engrenagens.

propriedade \ nº da roda	1	3	2	4	6	Unidade
módulo (mn)	4	4	3.5	3.5	3.5	mm
nº de dentes (Z)	17	28	27	23	32	-
correção de dentado (x)	0.051	-0.24	0.161	0.415	0.381	-
largura do dentado (b)	35	33.5	35	35	35	mm
ângulo de pressão (alfa)	20	20	20	20	20	°
ângulo de hélice (beta)	20	20	20	20	20	°

5. ROLAMENTOS

A caixa *transfer* utiliza um total de 17 rolamentos na sua versão completa, como a caixa que foi ensaiada não está equipada com a saída auxiliar (ver *, Fig 2), o número total de rolamentos reduz-se a 15. Os rolamentos são de 4 tipos construtivos: de rolos, de esferas, cónicos e de agulhas. Os rolamentos cónicos e de esferas são usados nos apoios(excepto o rolamento 5 que é de rolos). As engrenagens dos veios 1 e 3 encontram-se montadas sobre rolamentos de agulhas, o que significa que todos os engrenamentos se encontram sempre activos (com ou sem carga).

As características dos rolamentos estão expressas na Tabela 5, de acordo com a numeração usada na Fig 2.

6. DISSIPACÃO DE ENERGIA

Nesta simulação considerou-se as seguintes formas de dissipação de energia:

- Engrenagens:
 - Potência dissipada por atrito no contacto entre os dentes das engrenagens;
 - Potência dissipada por chapinagem das engrenagens;
- Rolamentos:
 - Potência dissipada por atrito (perdas com carga);
 - Potência dissipada por chapinagem (perdas sem carga) ;

Não foram consideradas as perdas de potência dos vedantes (existem 4 vedantes labiais) nem as perdas por chapinagem dos órgãos móveis no interior da caixa, o que, obviamente, introduz algum erro, embora pouco significativo.

As perdas nos vedantes para a maioria as aplicações são inferiores a 0.01% [2] da potência nominal transmitida, podendo no entanto tornar-se significativas para regimes de potência nominal baixa, uma vez que, a potência dissipada por um vedante depende essencialmente da velocidade tangencial. Mas devido às características da caixa *transfer*, a condição de baixa potência de ensaio a velocidade elevada não ocorre devido às imposições do banco de ensaio.

6.1. Dissipação nas Engrenagens

Para as engrenagens definem-se dois tipos de dissipação energética: por atrito e por chapinagem.

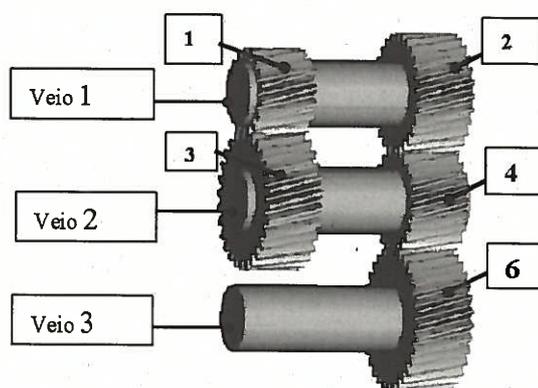


Fig 3 – Disposição e numeração das engrenagens e veios da caixa *transfer*

Tabela 5 – Características dos rolamentos usados na caixa *transfer*

Rolamentos							
Nº	Tipo	Referência	C [N]	C0 [N]	d [mm]	D [mm]	v. Max. [rpm]
1	esferas	RMS 11	31500	22000	34925	88.9	9000
2	esferas	RMS 10	23500	16100	31.75	79.375	10500
3, 4	conico	32306	67000	53000	30	72	6500
5	rolos	NJ309E	91500	62000	45	100	6700
6, 7	esferas	6307	26000	18300	35	80	9000
8 a 12	agulhas	K38x43x27F	30500	68000	38	43	11000
13	agulhas	k14x18x13	9150	12500	14	18	26000
14, 15	agulhas	k14x18x13	9150	12500	14	18	26000

DISSIPACÃO POR ATRITO

O rendimento de uma engrenagem é dado pela expressão seguinte [3]:

$$\rho = 1 - \mu_{mz} \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \cdot \frac{(\delta_f)^2 + (\delta_a)^2}{2 \cdot (\delta_f + \delta_a) \cdot \cos(\alpha)} \quad 1)$$

Esta expressão é válida para engrenagens de dentado exterior. O coeficiente de atrito varia ao longo da linha de engrenamento, podendo no entanto ser integrado de forma a obter um coeficiente médio. Esta expressão também tem em consideração as distâncias de aproximação e de afastamento que se definem da seguinte forma:

$$\delta_f = \sqrt{(r_1 + ha_1)^2 - (r_1)^2 \cdot \cos(\alpha)^2} - r_1 \cdot \sin(\alpha) \quad 2)$$

$$\delta_a = \sqrt{(r_2 + ha_2)^2 - (r_2)^2 \cdot \cos(\alpha)^2} - r_2 \cdot \sin(\alpha) \quad 3)$$

O coeficiente de atrito médio no contacto entre os dentes de engrenagens é dado pela expressão seguinte [4], onde $X_1=1$ para óleos minerais:

$$\mu_{Mic} = 0.048 \cdot \left(\frac{F_{Hl}}{v_{\Sigma c} \cdot \rho_c} \right)^{0.2} \cdot (\eta_{oil})^{-0.05} \cdot (R_a)^{0.25} \cdot X_1 \quad 4)$$

A potência dissipada por fricção entre dentes é então dada por:

$$P_{fric} = \sum_{i=1}^n (1 - \rho_i) \cdot P_{in_i} \quad 5)$$

Logo a potência total dissipada por atrito na caixa *transfer* é dada pela soma das potências dissipadas em cada uma das engrenagens activas com transmissão de potência.

DISSIPACÃO POR CHAPINAGEM

A dissipação por chapinagem depende essencialmente do diâmetro da engrenagem, da velocidade, da profundidade de imersão da roda, da geometria da caixa de engrenagens e da viscosidade do óleo.

A potência dissipada por chapinagem pode ser calculada através da seguinte expressão [4]:

$$P_{chap} = \sum_{i=1}^n T_{Hi} \cdot \frac{\pi \cdot n_i}{30} \quad 6)$$

sendo T_H definido como a perda de binário por chapinagem, que pode ser calculado do seguinte modo:

$$T_H = C_{sp} \cdot C_1 \cdot e^{C_2 \cdot \frac{v}{v_{10}}} \quad 7)$$

onde C_1 , C_2 e C_{sp} [5] se definem em função da caixa onde se encontram as engrenagens, da profundidade de imersão e da dimensão das rodas.

$$C_1 = 0.063 \cdot \frac{e_1 + e_2}{e_0} + 0.0128 \cdot \left(\frac{b}{b_0} \right)^3 \quad 8)$$

$$C_2 = \frac{e_1 + e_2}{80 \cdot e_0} + 0.2 \quad 9)$$

$$C_{sp} = \frac{2 \cdot r_{a2}}{l_H} \cdot \left(\frac{4 \cdot e_2}{3 \cdot r_{a2}} \right)^{1.5} \quad 10)$$

Na expressão anterior, l_H significa um comprimento de referência, que é igual a 4 vezes a área transversal do cárter dividida pelo perímetro.

$$l_H = \frac{4 \cdot A_G}{U} \quad 11)$$

Na caixa *transfer* analisada as engrenagens estão todas a rodar permanentemente, o que conduz a um aumento da dissipação energética.

No caso da simulação, as rodas 1 e 3 estão a rodar sem produzirem trabalho, sendo a situação da roda 1 mais grave uma vez que sofre uma multiplicação de velocidade aproximadamente igual a 2 vezes a velocidade de entrada.

Verifica-se a mesma situação se a velocidade engrenada for a baixa, mas é menos severa, porque a roda 2 vai rodar, aproximadamente, a metade da velocidade de entrada.

6.2. Dissipação nos rolamentos

O cálculo da dissipação nos rolamentos é dividido em duas partes, tal como nas engrenagens. Perdas sem carga e perdas devidas à carga [6].

$$M = M_0 + M_1 \quad 12)$$

PERDA DE BINÁRIO SEM CARGA

A perda de binário sem carga depende principalmente do tipo de rolamento, da velocidade de rotação e da viscosidade do lubrificante à temperatura de funcionamento.

$$M_0 = f_0 \cdot 10^{-7} \cdot (v \cdot n)^3 \cdot T^3 \quad 13)$$

Nesta expressão f_0 é um coeficiente que tem em conta o tipo de rolamento e o tipo de lubrificação.

PERDA DE BINÁRIO DEVIDO À CARGA

A perda de binário devido à carga é pouco influenciada pela velocidade do rolamento, estando, assim, especialmente associada à carga aplicada e ao atrito resultante do escorregamento.

$$M_1 = \mu_1 \cdot f_1 \cdot F \cdot \frac{T}{2} \quad 14)$$

O valor do coeficiente de atrito, μ_1 , depende da carga aplicada e do tipo de rolamento.

O valor de f_1 , coeficiente que é função da direcção de aplicação da carga e do factor axial, Y [6].

Tal como foi referido, esta simulação foi feita para a gama alta da caixa *transfer*, pelo que, alguns dos rolamentos rolam sem carga aplicada estando nesta situação os rolamentos 8, 9, 10 e 13, sendo a velocidade de rotação dada pela expressão seguinte.

$$n_{8,9,10} = \left[\left(\frac{Z_2}{Z_4} \cdot \frac{Z_3}{Z_1} \right) \cdot n_{in} - n_{in} \right] = 0.934 \cdot n \quad 15)$$

Então a potência total dissipada pelos rolamentos pode ser calculada da seguinte forma:

$$P_{rol} = \sum_{i=1}^n n_i \cdot \frac{\pi}{30} \cdot M_i \quad 16)$$

7. ENSAIOS LABORATORIAIS

Os resultados apresentados dizem respeito a um vasto número de ensaios em que foram experimentados vários revestimentos.

Os resultados foram obtidos para a gama alta de velocidades da caixa *transfer*.

Foram realizados dois tipos de ensaios cuja principal diferença reside no nível de óleo usado: O primeiro caso com o nível nominal de óleo e o segundo caso com 70% desse mesmo volume nominal.

1º TIPO DE ENSAIOS

Foram consideradas fracções do binário máximo de modo a que a potência máxima de 75 kW não fosse ultrapassada, como se mostra na Tabela 6. Ensaios laboratoriais

Os resultados apresentados dizem respeito a um vasto número de ensaios em que foram experimentados vários revestimentos.

Para cada caso é apresentada a velocidade do veículo, o valor da carga e a potência a que se realiza o ensaio. Devido a limitações do banco de ensaio, o binário mínimo admissível é de 100 N.m.

O volume de lubrificante nominal é de 2.85 litros, a que corresponde a uma altura de 90mm.

Os resultados deste tipo de ensaio são designados por **MoST1** e por **Graph1**.

Tabela 6 – 1º tipo de ensaios

Ensaio	Velocidade	N	Binário	Potência
	km/h	rpm	N.m	kW
1	10	573	1200	72.04
2	10	573	600	36.02
3	10	573	300	18.01
4	10	573	180	10.81
5	10	573	120	7.20
6	24	1376	500	72.04
7	24	1376	250	36.02
8	24	1376	125	18.01
9	38	2178	320	73.00
10	38	2178	160	36.50
11	52	2981	240	74.92
12	52	2981	120	37.46
13	66	3784	180	71.32

2º TIPO DE ENSAIOS

No 2º tipo de ensaios reduziu-se o número de ensaios efectuados (de 13 para 7) e diminuiu-se a velocidade máxima de 3800 rpm para 1500 rpm.

O volume de óleo usado no 2º tipo de ensaios foi diminuído para 70% do volume nominal (2 litros), resultando num nível de

70mm. Os resultados deste ensaio são designados por MoST2 e por Graph2.

Tabela 7 – 2º tipo de ensaios

Ensaio	N	Binário	Potência
	rpm	N m	kW
1	750	200	15.71
2	750	300	23.56
3	750	400	31.42
4	750	500	39.27
5	1000	500	52.36
6	1250	500	65.45
7	1500	350	54.98

8. RESULTADOS

A simulação da caixa de velocidades permite que se faça a análise isolada de algumas variáveis, resultando um melhor conhecimento do seu comportamento energético.

Na Fig 4 estão representados os valores absolutos de energia dissipada por cada uma das formas de dissipação de energia consideradas, encontrando-se na Fig 5 a distribuição relativa da potência dissipada.

A energia dissipada pelos rolamentos mantém-se praticamente constante dentro da gama de velocidades considerada. Por outro lado a energia dissipada por chapinagem das engrenagens tem um crescimento muito acentuado e torna-se a forma de dissipação dominante a partir das 1750rpm, atingindo 70% da potência total dissipada.

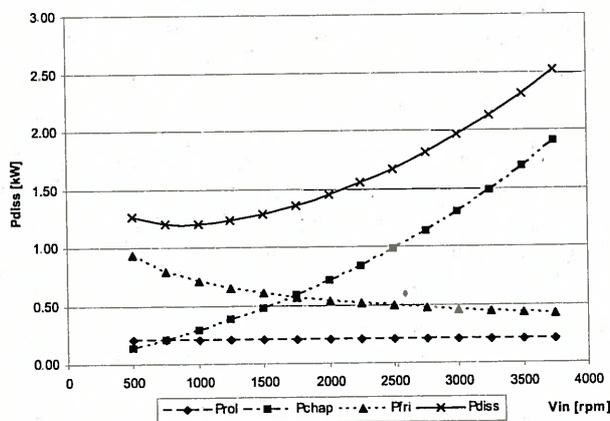


Fig 4 - Potência dissipada a 40 kW, em função da velocidade para um nível de 90mm

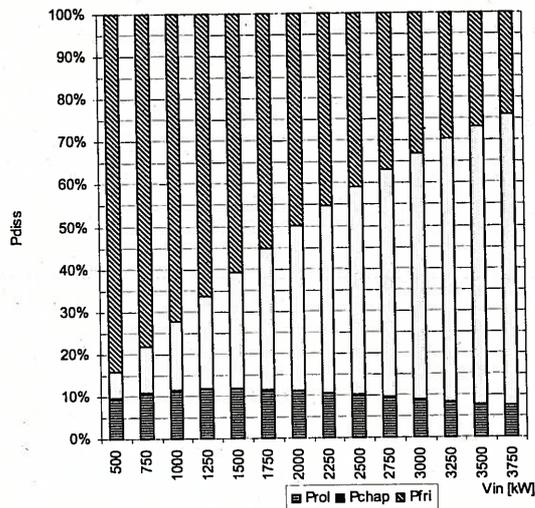


Fig 5 - Distribuição das perdas de potência a 40 kW em função da velocidade de rotação para um nível de 90mm

A potência dissipada pelos rolamentos na simulação a potência constante apresentam uma variação quase imperceptível, devido a representar menos de 10% da dissipação total.

A dissipação devida ao engrenamento das engrenagens (perdas por atrito) são as mais significativas a baixa velocidade de rotação (85%), mas à medida que a velocidade de rotação aumenta a espessura específica de filme também aumenta e as perdas por atrito diminuem para cerca de metade na gama de velocidades de ensaio (ver Fig 6). As perdas devidas à chapinagem têm um comportamento inverso às perdas por fricção, uma vez que, dependem principalmente da velocidade de rotação.

A alta rotação as perdas por chapinagem tornam-se dominantes, e nesta caixa são responsáveis pela maior parcela de dissipação energética, especialmente porque a mudança alta é usada em $\pm 90\%$ do tempo.

Analisando a Fig 7 onde se representa a distribuição relativa da potência dissipada em função da potência da entrada, nota-se que a potência dissipada pelos rolamentos já sofre uma variação perceptível de aproximadamente 5% (a dissipação depende essencialmente da carga). Para níveis de carga elevados (potência

máxima) a dissipação por atrito atinge quase 75% da potência dissipada.

A potência real dissipada durante os ensaios da caixa *transfer* no banco de ensaios segue a tendência encontrada na simulação.

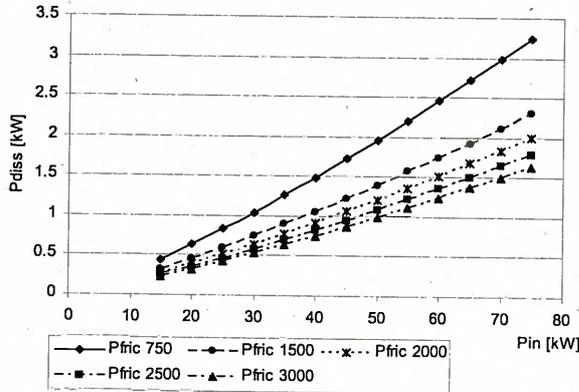


Fig 6 - Potência dissipada a velocidade constante, em função da potência de entrada

Os valores de potência dissipada calculada para os regimes intermédios são muito próximos dos valores obtidos no banco de ensaio para as engrenagens revestidas a MoST, tal como se pode observar na Fig 8.

Na Fig 8 encontram-se representadas várias curvas para a dissipação total da caixa *transfer*, sendo usados 3 métodos de cálculo do coeficiente de atrito distintos, o método ISO [7], o método DIN [7] e o método proposto por Michaelis et al [4].

Daqui pode concluir-se que a precisão da simulação é bastante dependente do método de cálculo do coeficiente de atrito, mas apesar disso o desempenho dos revestimentos auto-lubrificantes é tão eficiente quanto o desempenho simulado com método que apresenta o coeficiente de atrito mais baixo.

9. INFLUÊNCIA NÍVEL DO ÓLEO

A profundidade de imersão das rodas ($e1$ e $e2$) tem uma influência enorme na dissipação energética da caixa, mais especificamente das perdas por chapinagem.

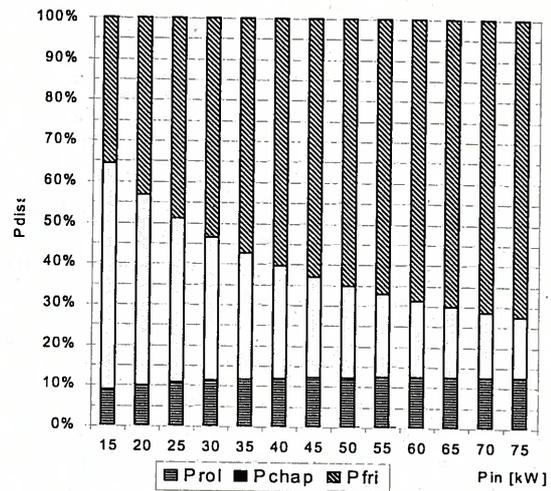


Fig 7 - Distribuição das perdas de potência a 1500 rpm em função da potência nominal para um nível de 90mm

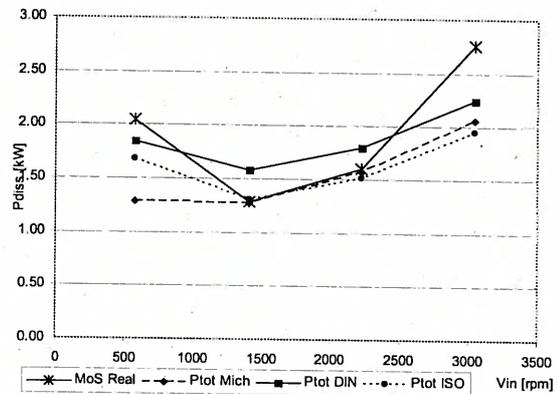


Fig 8 - Potência dissipada no banco de ensaio (MoST Real) vs. potência dissipada na simulação usando vários coeficientes de atrito

Na Fig 9 estão representadas duas curvas de potência dissipada, correspondentes a uma potência nominal de 37kW, onde se pretende mostrar a influência do nível de óleo em função da velocidade de rotação, sobre a potência dissipada pela caixa.

A baixa velocidade de rotação o nível de óleo não é de grande importância, mas a altas rotações, a potência dissipada diminui $\approx 40\%$ quando se reduz o nível de óleo do volume nominal (90mm) para 70% desse volume (70mm). Comparando o 1º e 2º tipo de ensaios, parece não existir grande diferença na dissipação de potência, devendo-se ao facto de o 2º tipo de ensaios a 37kW ter sido efectuado a 750rpm, o que se traduz em baixa dissipação por chapinagem (o tipo de dissipação de

potência mais influenciada pelo nível de óleo). A potência dissipada a alta rotação (real) aumenta numa forma mais pronunciada do que a previsão teórica, devido essencialmente às perdas de chapinagem não consideradas (partes moveis no interior da caixa), que também aumentam em função da velocidade.

Os resultados dos ensaios mostram um comportamento muito próximo do simulado, pode verificar-se na Fig 10 para uma potência nominal de 70kW que a dissipação energética do 2º conjunto de ensaios (efectuados com 70mm de óleo) é menor que a obtida para o 1º conjunto de ensaios (90mm de óleo). Esta diferença não é visível no ensaio efectuado a 37kW devido à menor potência envolvida, que faz com que a diferença de potência dissipada seja muito pequena.

Esta diferença nos ensaios a 70kW deve-se à diminuição da dissipação por chapinagem e ao facto de o ensaio do 2º revestimento ser efectuado a 65kW e não a cerca de 70 kW, tal como no 1º conjunto de ensaios (ver Tabela 6).

Note-se na Fig 11 a variação da distribuição da potência dissipada pelas diferentes formas de dissipação, e especialmente como se alterou em relação à simulação como volume de óleo nominal.

Com 70% do volume de óleo nominal a dissipação por chapinagem das rodas não vai além dos 45% (quando para o volume nominal atinja 65% do total).

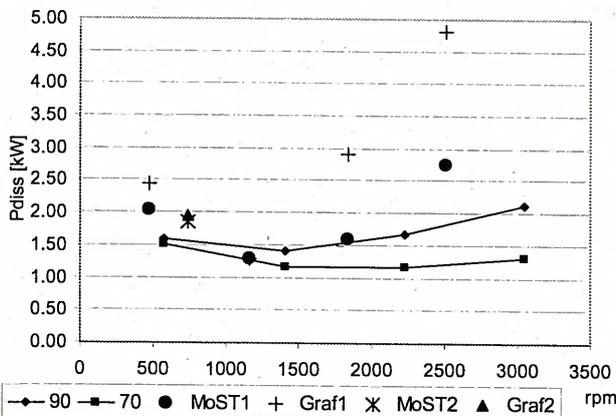


Fig 9 - Comparação da dissipação energética a 37 kW entre os resultados reais e a simulação para os dois níveis de óleo

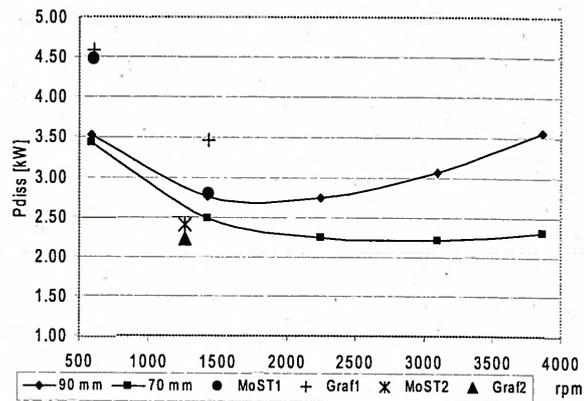


Fig 10 - Comparação da dissipação energética a 70 kW entre os resultados reais e a simulação para os dois níveis de óleo

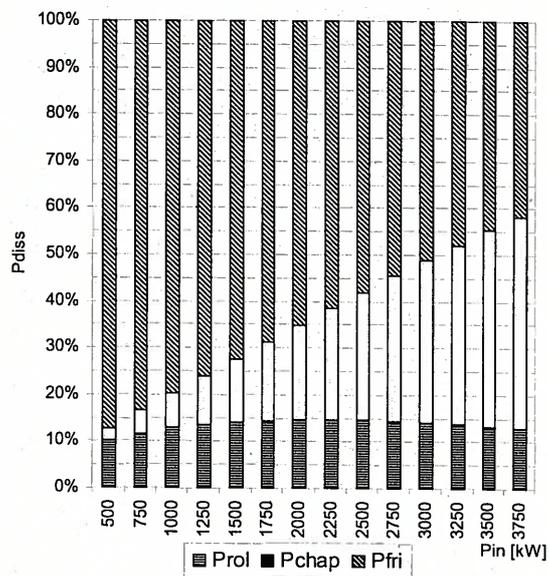


Fig 11 - Distribuição das perdas de potência a 40 kW em função da velocidade de rotação para um nível de 70mm

10. CONCLUSÕES

Esta simulação permite ter uma ideia mais clara sobre a evolução de cada uma das perdas atrás descritas e do seu peso relativo, permite também uma visualização das perdas na caixa *transfer* em todo o espectro de carga e velocidade.

Resultam assim algumas conclusões interessantes quanto ao desempenho dos revestimentos e em relação à simulação:

- A dissipação de potência pelos rolamentos oscila ligeiramente à volta dos 10% da potência total dissipada, e devem-se na gama de velocidade e carga simulada quase exclusivamente às perdas devidas à carga.

- A potência dissipada por chapinagem varia entre os 5% e os 65% da potência total para o nível de óleo de 90mm (Fig 5). Para o nível de 70mm a potência dissipada varia entre os 3% e os 45% da potência total (Fig 11).
- As perdas por fricção entre os dentes das engrenagens são dominantes a cargas elevadas, atingindo os 85% da potência total dissipada para baixa rotação e elevado binário (ver Fig 5 e Fig 11).
- Na Fig 7 pode observar-se que as perdas por fricção aumentam até aos 70% do total para a potência máxima, chegando aos 80% para um nível de óleo de 70mm. Note-se que a rotação constante a dissipação por chapinagem é constante.
- O processo de cálculo da potência dissipada é bastante dependente do método de cálculo do coeficiente de atrito.
- O desempenho dos revestimentos auto-lubrificantes é bastante satisfatório.

NOMENCLATURA

A_G	mm ²	Área transversal do cárter
B	mm	Largura de dente
b_0	mm	Largura de dente de referência
C_0	kN	Capacidade de carga estática
$C_{1,2}$	-	Factores
C_{SP}	-	Factor de chapinagem do óleo
e	mm	Profundidade de imersão
e_0	mm	Profundidade de imersão de referência
F	N	Força resultante aplicada ao rolamento
f_0	-	Coeficiente que toma em conta o tipo de rolamento e o tipo de lubrificação
f_1	-	Coeficiente que toma em conta a direcção de aplicação da carga
F_a	N	Força axial aplicada
F_{bt}	N	Força normal ao dente
F_r	N	Força radial aplicada
g_a	-	Distancia de afastamento
g_f	-	Distancia de aproximação
h_a	mm	Altura de cabeça
l_H	mm	Comprimento de referência do cárter
M	N.m	Perda de binário no rolamento
M_i	N.m	Perda de binário no rolamento i
M_0	N.m	Perda de binário sem carga
M_1	N.m	Perda de binário devido à carga
n	rpm	Velocidade de rotação
n_i	rpm	Velocidade de rotação do rolamento
P_{chap}	W	Potência total gerada por chapinagem
P_{fric}	W	Potência total gerada por fricção entre os dentes
P_{rol}	W	Potência dissipada nos rolamentos
r	mm	Raio primitivo

R_a	µm	Rugosidade aritmética
r_a	mm	Raio de cabeça
T	mm	Diâmetro entre os centros das esferas/rolos
T_H	N.m	Perda de binário por chapinagem
v_t	m/s	Velocidade tangencial no primitivo
v_{t0}	m/s	Velocidade tangencial de referência no primitivo
$v_{\Sigma C}$	m/s	Velocidade equivalente no primitivo
U	mm	Perímetro transversal do cárter
X_L	-	Factor do lubrificante
Z	-	Numero de dentes da engrenagem
α	°	Ângulo de pressão
η_{oil}	mPa.s	Viscosidade dinâmica do óleo à temperatura de funcionamento
μ_1	-	Coeficiente de atrito, que depende da carga e do tipo de rolamento
μ_{mz}	-	Coeficiente de atrito médio ao longo da linha de engrenamento
ν_{oil}	mm ² /s	Viscosidade cinemática do óleo à temperatura de funcionamento
ρ	-	rendimento
ρ_C	-	Curvatura equivalente do contacto

Indices

0	Não dependente da carga
1	Referente ao pinhão
2	Referente à roda
i	Referente a uma roda

REFERÊNCIAS

- [1] N. M. Renevier, N. Lobiondo, V. C. Fox, D. G. Teer e J. Hampshire, "Performance of MoS₂/metal composite coatings used for dry machining and others industrial applications" Surface and coatings Technology 123, 2000.
- [2] www.simrit.com
- [3] Georges Henriot, "traité théorique et pratique des engrenages", tome 1, 1979
- [4] Bernd-Robert Höhn, Klaus Michaelis e Thomas Vollmer, "Thermal Rating of Gear Drives Balance Between Power Loss and Heat Dissipation", 1996
- [5] P. Luke e A.V. Oliver, "A study of churning losses in dip-lubricated spur gears", Journal of Institution of Mechanical Engineers, Vol. 213, Part G, Page 337 to 346, 1999.
- [6] Eschmann, Hasbargen e Weigand, "Ball and Roller Bearings", Wiley, 1985
- [7] J. Castro, "Análise e previsão da capacidade de carga à gripagem de engrenagens do tipo FZG - A", Dissertação de mestrado, 1996.