

EFEITO DO ACABAMENTO SUPERFICIAL NA RESISTÊNCIA À FADIGA DE CONTATO DE ENGRENAGENS FABRICADAS EM AÇO AISI 8620¹

Elisa Seeling²

Fábio Koda³

Wilson Luiz Guesser⁴

Carlos Henrique da Silva⁵

Resumo

Este trabalho tem como objetivo principal, comparar a resistência ao desgaste por fadiga de contato, de engrenagens cilíndricas de dentes retos fabricadas em aço AISI 8620 cementado e temperado, oriundas de dois processos de acabamento superficiais diferentes: *shaving* e fresamento. O equipamento para ensaios de engrenagens tem como princípio de funcionamento a recirculação de potência e é comumente chamado de FZG. Os experimentos foram realizados em dois estágios de carregamento: 135 N.m (*running-in*) e 302 N.m (*steady-state*), ambos com rotação nos eixos de entrada de 967 rpm. As temperaturas utilizadas foram: 60°C (*running-in*) e 90°C (*steady-state*). Após 82 horas de ensaio, foram analisadas as evoluções das áreas danificadas pela ocorrência dos fenômenos de *pitting* e *spalling*, e de alguns parâmetros de rugosidade. As engrenagens fabricadas por *shaving* apresentam uma área danificada 43% menor. O parâmetro de espaçamento Rsm é menor do que nas engrenagens somente fresadas proporcionando um maior número de picos em contato e, conseqüentemente, uma melhor distribuição da carga nos flancos. O acabamento superficial também influencia no regime de lubrificação. Para ambos os processos de acabamento, o regime de lubrificação pode ser considerado como o EHD, porém, o *shaving* apresenta um contato menos severo, o que é evidenciado por maiores valores do parâmetro de filme (λ).

Palavras-chave: Fadiga de contato; Engrenagem; *Pitting*; *Shaving*.

EFFECT OF SURFACE FINISH ON THE CONTACT FATIGUE RESISTANCE OF AISI 8620 STEEL GEARS

Abstract

This study has a main objective to verify the influence of surface finish in carburized and quenched AISI 8620 alloy low steel gears, supplied in two states of finish surface (by shaving or only machining). Due this purpose was used an equipment developed by LASC that functions with the principle of the power recirculation and commonly called FZG. The wear experiments had been done in two stages of load: 135 N.m (*running-in*) and 302 N.m (*steady-state*) and the gears have modified profile. The gears manufactured by shaving show a damaged area 43% smaller. The parameter of Rsm spacing is smaller than the gear cutters only providing a greater number of peaks in contact and therefore a better distribution of load on the flanks. The surface also influences the system of lubrication. For both processes finish, the lubrication system can be regarded as the EHD, but the shaving presents a less severe contact, which is evidenced by higher values of the parameter of film (λ).

Key words: Contact Fatigue; Gears; *Pitting*; *Shaving*.

¹ Contribuição técnica ao 64º Congresso Anual da ABM, 13 a 17 de julho de 2009, Belo Horizonte, MG, Brasil.

² Graduanda, Engenharia Industrial Mecânica, Univ. Tecnológica Federal do Paraná - UTFPR

³ Mestrando, PPGEM, Universidade Tecnológica Federal do Paraná - UTFPR

⁴ Doutor, Universidade do Estado de Santa Catarina (UDESC), Tupy Fundições Ltda.

⁵ Doutor, Universidade Tecnológica Federal do Paraná - UTFPR

1 INTRODUÇÃO

As engrenagens são elementos de máquinas amplamente utilizados para transmitir torque e velocidade angular. Os dentes de uma engrenagem podem falhar por dois modos: fadiga por flexão na raiz dos dentes ou por fadiga de contato (ou superficial), sendo mais comum a falha por fadiga de contato no flanco dos dentes.

A fadiga de contato é causada pelas tensões desenvolvidas no contato entre os flancos dos dentes, que após muitos ciclos, provocam o surgimento de trincas. O crescimento das trincas pode resultar em falha por *pitting* (crateração) - falha e remoção de pequenas porções de material da superfície, e posteriormente se transformar em falha por *spalling* (lascamento) - perda de porções maiores de material da superfície.⁽¹⁾

As tensões de contato em superfícies não-conformes, como o caso das engrenagens, podem ser determinadas por fórmulas analíticas com base na teoria da elasticidade, desenvolvidas por Hertz em 1881.⁽²⁾ Para este cálculo, usualmente o contato entre dois dentes é comparado ao contato entre dois cilindros, com raios equivalentes aos raios de curvatura no ponto de contato.

A Figura 1 mostra de modo esquemático a cinemática do movimento de engrenamento onde são identificadas três etapas.⁽³⁾ No início o contato se dá por uma combinação de rolamento e deslizamento (atrito) entre os dentes. Na região do diâmetro primitivo há rolamento puro, e após o logo após volta a ocorrer deslizamento e rolamento.

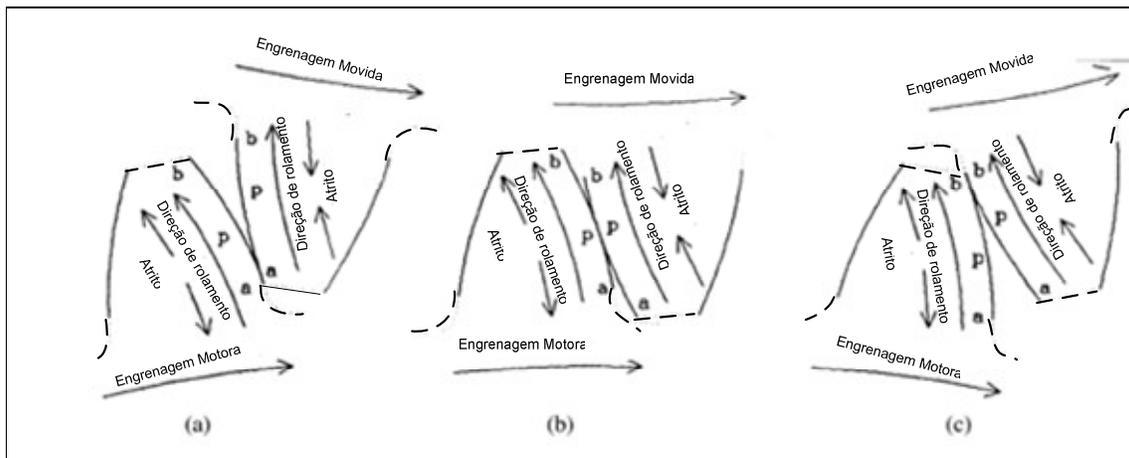


Figura 1. Engrenamento em engrenagens cilíndricas de dentes retos mostrando as direções de rolamento e deslizamento (atrito). (a) Início do engrenamento, (b) diâmetro primitivo e (c) final do engrenamento.⁽³⁾

A utilização de corpos-de-prova com geometria simplificada (pino, discos, esferas, anéis etc.) não é capaz de simular as diferentes etapas do engrenamento citadas acima. Desta forma, ensaios de fadiga com o próprio componente a ser estudado, levam a resultados mais próximos das condições encontradas na prática. Para esse tipo de estudo o LASC (Laboratório de Superfícies de Contato da Universidade Tecnológica Federal do Paraná) conta com a máquina denominada por FZG-LASC, que é um equipamento do tipo *Power Recirculation Rig*, utilizado para ensaios de fadiga em engrenagens. Com ela é possível realizar um ensaio tribológico com um rigoroso controle das variáveis do sistema, em que os corpos-de-

prova são as próprias engrenagens, minimizando as imperfeições nas interpretações de resultados.

O acabamento superficial tem forte influencia na vida das engrenagens e a rugosidade comporta-se como um fator concentrador de tensões para iniciação de trincas, portanto este assunto é relevante para a análise do desgaste dos flancos da engrenagem. Diversos estudos têm sido realizados para verificação do efeito do acabamento superficial na resistência à fadiga de contato. Segundo Zafosnik *et al.*⁽⁴⁾ no contato com rolamento e deslizamento, a resistência à fadiga depende de vários fatores, tais como a tensão e deformação elasto-plástica, as propriedades do material, propriedades físico-químicas do lubrificante, rugosidade superficial, tensão residual e cinemática do contato. As trincas superficiais poderiam ser iniciadas perto da deformação plástica superficial na região de máxima tensão de cisalhamento cíclica causada pelo contato de rolamento-deslizamento, ou alternativamente perto de defeitos tais como entalhe ou riscos na superfície.

Shigley e Mischke⁽⁵⁾ também relatam que a fadiga superficial das engrenagens tem sido relacionada à rugosidade, sendo que valores elevados de rugosidade resultam em baixa vida do componente.

Magalhães, Seabra e Martins⁽⁶⁾ em seus experimentos constataram e interpretaram os dados de rugosidade fazendo uma analogia de desgaste com o decréscimo dos picos das asperezas. Abaixo da linha do diâmetro primitivo, constatou-se um aumento significativo dos parâmetros R_{vk} e R_{max} , indicando a presença dos vales profundos relacionados aos *micro-pits* gerados nos flancos dos dentes. Acima da linha do diâmetro primitivo uma redução significativa parâmetros da aspereza R_{pk} e de R_z foi observada, indicando a ocorrência do desgaste suave e a eliminação dos picos mais significativos da rugosidade.

A força de atrito provoca alterações no campo de tensões gerado pelo contato entre os corpos, tendo grande influência nas falhas por fadiga de contato. O atrito depende, principalmente, da resistência ao cisalhamento nas junções de asperezas formadas. A lubrificação tem como objetivo introduzir um filme de baixa resistência ao cisalhamento, que acaba enfraquecendo a resistência destas junções, reduzindo o atrito. Em alguns casos, o lubrificante não pode prevenir completamente o contato entre as asperezas, embora possa reduzir a severidade deste. Em outras situações, o lubrificante separa completamente as superfícies e não são formadas as junções de asperezas. Assim, a uma maior ou menor extensão, o uso de lubrificantes sempre reduzirá a taxa de desgaste, sendo que esta será uma função direta do tipo de lubrificação presente.⁽⁷⁾

A literatura⁽¹⁾ tem citado a existência, basicamente, de três regimes de lubrificação distintos: a lubrificação hidrodinâmica (HD), o regime elasto-hidrodinâmico (EHD) e a lubrificação limite. Em muitas circunstâncias um regime definido com misto refere-se à transição entre os regimes EHD e o Limite.

O contato entre as superfícies dos dentes das engrenagens é do tipo “não-conforme”, isto é, envolve nominalmente uma linha ou ponto, gerando contatos concentrados de pequena área. Sob essas condições o regime de lubrificação preponderante é o elasto-hidrodinâmico. Quando há quebra do filme de óleo, o regime de lubrificação torna-se a lubrificação limite (ou limítrofe), onde quase toda a carga é suportada pelas asperezas.⁽⁷⁾

O parâmetro de filme λ ,⁽⁷⁾ determina as condições de lubrificação, isto é, se irá ou não existir um filme pleno de lubrificante que separe as duas superfícies em contato. Esse parâmetro depende apenas da espessura mínima do filme de lubrificante e das rugosidades das superfícies.

Para parâmetros $\lambda > 3$, um filme fluido pleno de lubrificante separa as duas superfícies, o contato entre as asperezas é desprezível e tanto o atrito quanto o desgaste devem ser muito baixos. Contudo, muitos contatos “não conformes” operam com $\lambda < 3$. O regime $1 < \lambda < 3$ é conhecido como EHD parcial ou misto, sob estas condições, algum contato entre as asperezas irá ocorrer, sendo que o desgaste vai ser maior do que nas condições em que existe a presença de um filme fluido pleno de lubrificante.⁽⁷⁾

Para a fabricação de engrenagens geralmente são utilizados aços baixa liga com tratamentos superficiais de endurecimento, como a cementação, por exemplo, garantindo uma superfície endurecida com o núcleo do componente tenaz.

Este trabalho tem como objetivo principal, comparar a resistência ao desgaste por fadiga de contato, de engrenagens cilíndricas de dentes retos fabricadas em aço AISI 8620 cementado e temperado, oriundas de dois processos de acabamento superficiais diferentes: *shaving* e fresamento. A comparação será feita pela análise das áreas danificadas, dos parâmetros de rugosidade e do parâmetro de filme.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

2.1 Material

O material utilizado nesse trabalho é o aço AISI 8620, um aço baixa liga muito utilizado na fabricação de engrenagens. A composição química padrão desse aço está apresentada na Tabela 1.⁽⁸⁾

Tabela 1. Composição Química em massa do Aço AISI 8620⁽⁸⁾

C	Si	Mn	Ni	Cr	MO	S	P
0,18-0,23	0,20-0,35	0,70-0,90	0,40-0,60	0,40-0,60	0,15-0,25	0,040	0,040

A Tabela 2 apresenta algumas características geométricas das engrenagens utilizadas como corpos de prova.

Tabela 2. Especificações para fabricação da engrenagem.

CARACTERÍSTICAS	Unidade	Pinhão	Coroa
Nº de dentes	unidade	16	24
Módulo	mm	4,5	
Distância entre centros	mm	91,5	
Ângulo de pressão modificado	°	22,44	
Largura da face	mm	14,0	
Modificação do adendo	-	0,182	0,171
Diâmetro primitivo	mm	72	108
Diâmetro primitivo modificado	mm	73,2	109,8
Rugosidade Ra do flanco	mm	1,2 (N6)	

As engrenagens foram usinadas e submetidas a tratamentos térmicos e termoquímicos na empresa Wisner & Pichler Cia Ltda. A sequência de tratamentos térmicos utilizados nas engrenagens estão apresentados de forma esquemática na Figura 2.

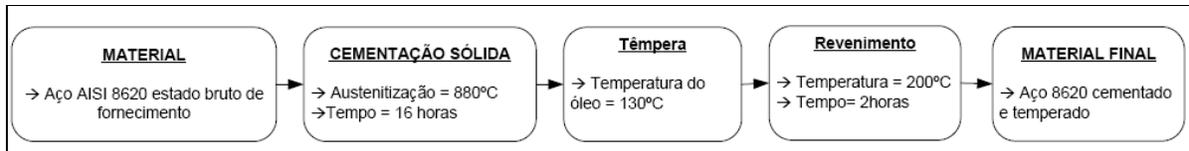


Figura 2. Seqüência de tratamento realizados no aço AISI 8620.

Na Figura 3 são apresentadas imagens (macrografia e micrografia) de um dos dentes com ataque químico de Nital 5%. Na Figura 3(a) é possível observar a camada cementada cuja espessura é apresentada na Tabela 3. A Figura 3(b) mostra a microestrutura resultante no aço AISI 8620 após os tratamentos térmicos, formada por martensita com alguma austenita retida.

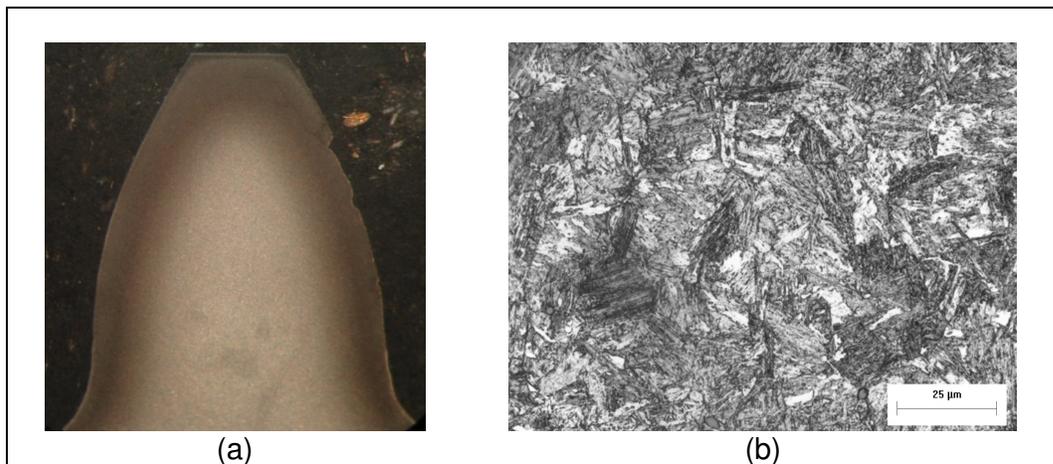


Figura 3. Macrografia e Micrografia de um pinhão de aço AISI 8620. (a) camada cementada, (b) microestrutura martensítica com alguma austenita retida.

Tabela 3. Espessura média de camada cementada

Espessura média de camada cementada (mm)			
Fresadas		Shaving	
Pinhões	Coroas	Pinhões	Coroas
1,7 ± 0,2	1,5 ± 0,1	1,4 ± 0,1	1,5 ± 0,2

2.2 Metodologia de Ensaio

As engrenagens utilizadas como corpos-de-prova foram ensaiadas na máquina FZG-LASC utilizando um procedimento semelhante ao proposto pelo instituto FZG⁽⁹⁾ para ensaios de *pitting*. Neste procedimento, além das características geométricas das engrenagens, também são indicadas as formas de carregamento para as etapas de *running-in* e de ensaio de *pitting*. Os estágios de carga utilizados são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4. Estágios de carga utilizados nos ensaios de fadiga de contato

Carga (FZG)	Estágio do ensaio	Torque (N.m)	Pressão de Hertz (MPa)
6	<i>running-in</i>	135,3	1101
9	<i>pitting</i>	302	1646

A Figura 4 mostra o fluxograma da metodologia utilizada nos experimentos de fadiga de contato em engrenagens, bem como as análises das superfícies dos flancos realizada após cada estágio do experimento.

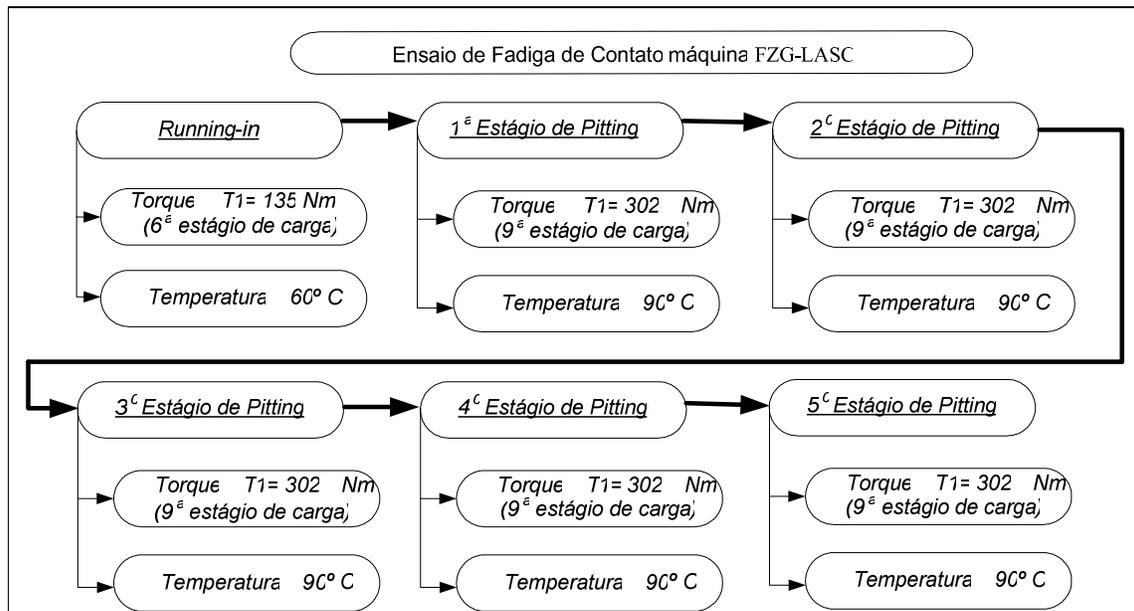


Figura 4. Metodologia do ensaio e análises para a superfície dos flancos das engrenagens.

A Tabela 5 mostra o total de ciclos de carregamento de cada engrenagem.

Tabela 5. Ciclos de carregamento das engrenagens de Aço AISI 8620

	PINHÃO	COROA
<i>running-in</i> + 5 estágios de <i>pitting</i>	$7,48 \times 10^6$ ciclos	$4,99 \times 10^6$ ciclos

O óleo lubrificante usado neste trabalho foi o ISO VG 100. Após cada etapa do experimento ele foi retirado e trocado por óleo novo para que os fragmentos (*debris*) gerados na etapa anterior não influenciassem na formação de *pitting* (por endentação).

2.3 Área Danificada

Foram feitas imagens macroscópicas dos flancos das engrenagens, com ampliações de 10x, na condição de recebimento, e após cada etapa dos ensaios de fadiga, para que se pudesse constatar a evolução dos danos nos flancos com o decorrer dos ciclos de carregamento (estágios do experimento).

Para a quantificação da área danificada as imagens foram analisadas no *software* de análise de imagens *Image Pro-Plus*, onde foi medida a área de cada dano do dente. Este procedimento foi realizado em todos os dentes danificados de cada engrenagem. A somatória dos danos de todos os dentes de uma engrenagem foi dividida pela área ativa total de todos os flancos e este valor é chamado neste trabalho de percentual médio dos danos. A Figura 5 mostra o fluxograma do procedimento realizado nas imagens para quantificar o percentual médio dos danos.

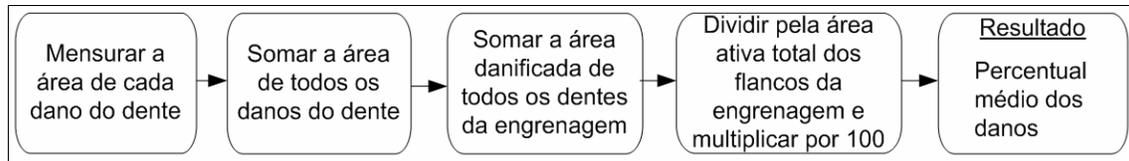


Figura 5. Fluxograma para quantificação da área danificada.

A Figura 6 apresenta um exemplo de evolução dos danos em um dente.



Figura 6. Evolução dos danos em um dente de engrenagem.

2.4 Rugosidade

Para determinação da rugosidade, as medições foram realizadas sobre o flanco dos dentes no sentido axial, uma medida em cada região (adendo, diâmetro primitivo e dedendo) como mostra a Figura 7. O rugosímetro utilizado foi o Surtronic 25 (Taylor Robson), com apalpador de diamante com raio da ponta de 5 μm .

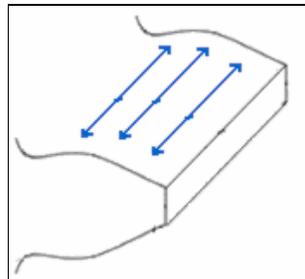


Figura 7. Direção das medições de rugosidades no flanco de contato das engrenagens.

Foram escolhidos aleatoriamente cinco dentes de cada pinhão e de cada coroa. Com os valores de rugosidade medidos nestes dentes após cada ensaio de fadiga, foram realizadas dois tipos análises estatísticas diferentes:

- 1º. **Rugosidade média:** Nesta análise foi calculada a média dos parâmetros de rugosidade de cada dente. Como em cada engrenagem utilizou-se 5 dentes, o resultado final considera a média das cinco médias de cada engrenagem.
- 2º. **Rugosidade por região de medição:** Nesta análise foi realizada a média dos parâmetros de rugosidade em cada região do flanco em contato durante o engrenamento (adendo, diâmetro primitivo e dedendo), ou seja, nesta análise considerou-se a média das cinco medições na mesma região do flanco do dente da engrenagem.

Os dados de rugosidade foram coletados na etapa de recebimento dos corpos-de-prova e também após cada etapa de ensaio. As condições de medição estão apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6. Parâmetros utilizados na medição de rugosidade

Parâmetros	
Comprimento de medição – l_m	4 mm
Comprimento de corte – l_c (ou λ_c)	0,8 mm
Filtros	filtro polinomial (2° grau) + filtro gaussiano (0,8 mm)

2.5 Cálculo do Parâmetro de filme

Segundo Hutchings⁽⁷⁾ os parâmetros de filme (λ) podem ser calculados a partir da Equação 1 .

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad \text{Equação 1}$$

Sendo h_{min} a espessura mínima do filme de lubrificante, R_{q1} e R_{q2} os valores de rugosidade quadrática média de cada superfície em contato (pinhão-coroa).

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Área Danificada

A quantificação da área dos danos mostra a influência do acabamento superficial na resistência à fadiga de contato. Como pode ser visto na Figura 8 as engrenagens fresadas apresentaram danos a partir do segundo estágio de *pitting*, enquanto as com *shaving* só apresentaram danos a partir do quarto estágio. Dessa forma, pode-se afirmar que o acabamento superficial por *shaving* proporciona uma maior resistência aos danos oriundos da fadiga de contato.

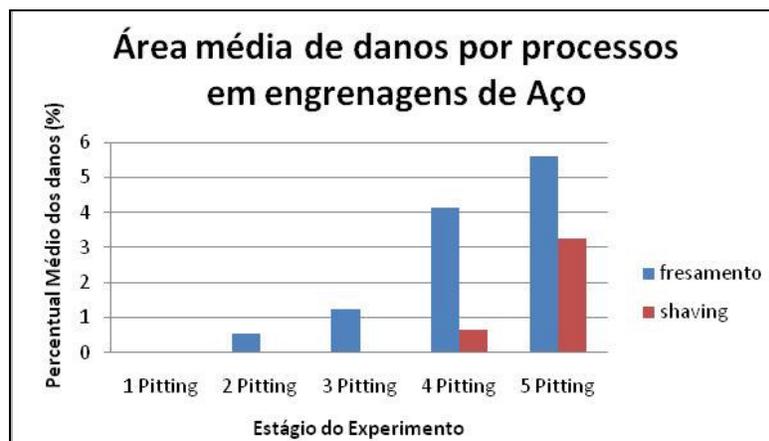


Figura 8. Percentual médio de danos em engrenagens somente fresadas e com acabamento tipo *shaving*.

3.1 Rugosidade Média em Pinhões

Os dados obtidos da análise da rugosidade média, de todas as regiões de contato do flanco dos dentes, estão apresentados na Figura 9. É possível constatar que nos estágios iniciais do ensaio (*Running-in* e 1º *Pitting*) ocorre uma redução na amplitude tanto do parâmetro de rugosidade R_z , quanto nos demais parâmetros. Um dos motivos para esse decréscimo é a conformação dos picos das asperezas durante o contato nestes estágios iniciais.

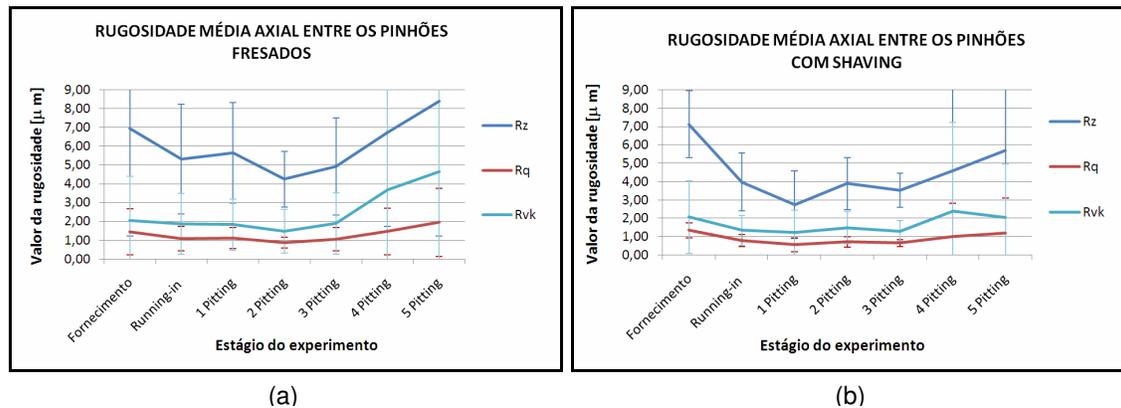


Figura 9. Rugosidade média em cada estágio do experimento: (a) Rugosidade média entre pinhões fresados, (b) Rugosidade média entre pinhões com *shaving*.

Ainda na Figura 9, percebe-se o crescimento dos parâmetros de rugosidade após os primeiros estágios de *pitting*. Este fenômeno ocorre em todas as engrenagens utilizadas, mas é importante ressaltar que em engrenagens apenas fresadas o aumento de magnitude destes parâmetros é mais intenso do que em engrenagens com *shaving*. Isto ocorre, pois o processo de *shaving* diminui o espaçamento entre picos (R_{sm}) melhorando a distribuição da carga no contato entre os flancos das engrenagens. Este fato pode ser confirmado pela análise do parâmetro R_{sm} , que é apresentada no item 3.2.2.

Os valores obtidos para o desvio padrão são muito elevados, como apresentado na Figura 9, porém não trazem informações expressivas, visto que a ocorrência de danos nas superfícies dos dentes não é igual em todos os dentes, tão pouco quanto às diversas regiões do flanco dos dentes. Os dentes analisados foram escolhidos antes da realização dos ensaios, alguns sofreram danos maiores que outros, como pode ser visto na Tabela 7 (a), que apresenta a média das rugosidades, após o 5º Estágio de *Pitting*, de cinco dentes de um pinhão fresado.

Tabela 7. Rugosidade após o 5º Estágio de *Pitting* em pinhão Fresado. (a) Média Geral considerando os 5 dentes medidos, (b) destaque dos valores das medições de um único dente (2º Dente)

(a)				(b)			
Média Geral	Rz (µm)	Rq (µm)	Rvk (µm)	2º DENTE	Rz (µm)	Rq (µm)	Rvk (µm)
1º DENTE	4,8	1,0	1,3	Adendo	2,6	0,6	0,7
2º DENTE	11,7	2,8	10,2	Diâmetro Primitivo	17,9	4,1	16,4
3º DENTE	5,9	1,2	2,4	Dedendo	14,4	3,7	13,7
4º DENTE	11,9	2,7	4,0	Média	11,7	2,8	10,2
5º DENTE	8,7	2,1	7,6	Desvio Padrão	8,0	1,9	8,4
Média	8,6	1,9	5,1				
Desvio Padrão	3,2	0,8	3,7				

A Tabela 7 (b) mostra em detalhes os valores obtidos para o 2º dente analisado, o qual apresenta valores de rugosidade extremamente distintos quando analisamos as regiões do adendo, diâmetro primitivo e dedendo. Como era de se esperar, as regiões de dedendo e diâmetro primitivo apresentam valores de rugosidade mais elevados.

3.2 Rugosidade por Região do Flanco dos Dentes em Pinhões

3.2.1 Parâmetro Rvk

A Figura 10 mostra o comportamento do parâmetro Rvk nas três regiões em contato (adendo, diâmetro primitivo – dp, e dedendo) para cada material. Os valores mais altos de rugosidade nas engrenagens fresadas indicam que os danos são mais intensos do que nas engrenagens com *shaving*.

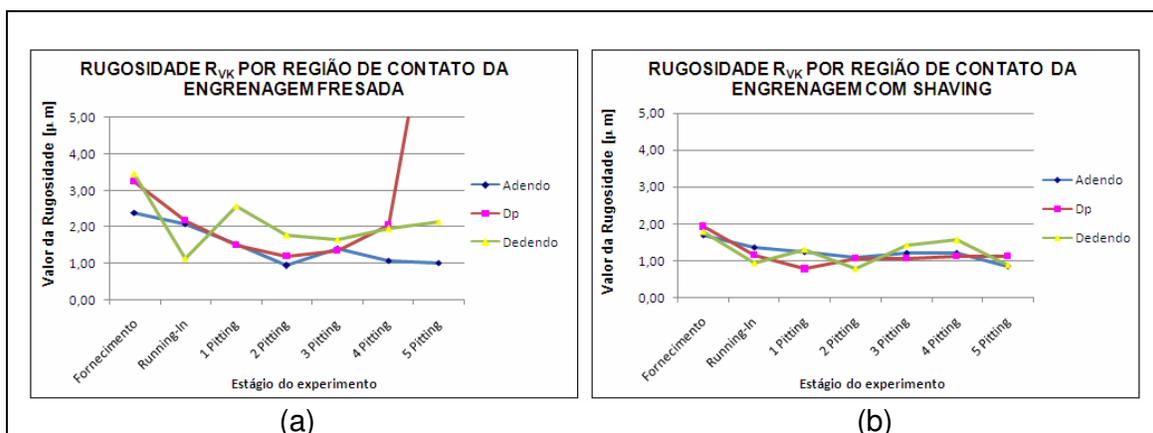


Figura 10. Parâmetro Rvk em cada região de contato: (a) engrenagem fresada, (b) engrenagem com acabamento por *shaving*.

Na engrenagem fresada ocorre um desgaste mais severo na região do dedendo do que no adendo (Figura 10 (a)). Esse fato representa o efeito da cinemática de engrenamento no desgaste do flanco. O desgaste é maior no dedendo, pois nesta região a direção de rolamento é oposta à direção dos esforços devido ao atrito.

No caso do acabamento por *shaving* (Figura 10 (b)) foi observado um comportamento aleatório do parâmetro Rvk. Essa aleatoriedade ocorre devido à pequena quantidade de defeitos encontrados para este acabamento. Caso o ensaio tivesse sido continuado, provocando mais danos, o Rvk na região do dedendo seguiria a tendência observada nas engrenagens fresadas, mantendo o seu valor acima do Rvk da região do adendo.

3.2.2 Parâmetro Rsm

Conforme os resultados apresentados nos itens anteriores, o acabamento por *shaving* proporciona melhor resistência ao desgaste por fadiga de contato nas engrenagens. Uma das explicações para este fato diz respeito ao parâmetro de rugosidade Rsm. A Figura 11 apresenta os resultados obtidos para este parâmetro nos dois tipos de acabamento superficial.

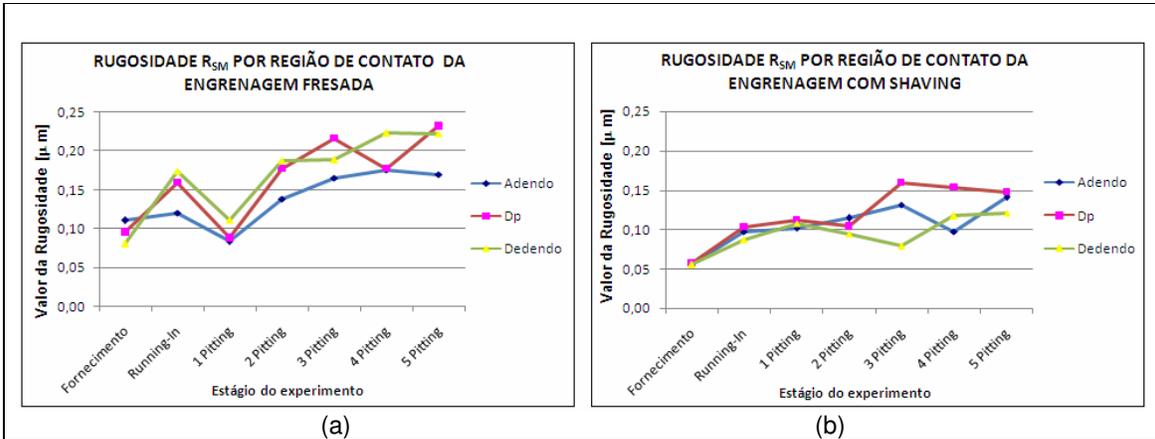


Figura 11. Parâmetro Rsm em cada região de contato: (a) engrenagem fresada, (b) engrenagem com acabamento por *shaving*.

De acordo com Figura 11 a engrenagem com *shaving* possui um menor parâmetro de espaçamento Rsm. Dessa forma possui um maior número de picos em contato e conseqüentemente uma distribuição de carga melhor do que em engrenagens somente fresadas, garantindo assim um aumento na resistência à formação de *pitting* e de *spalling*.

3.3 Parâmetro de Filme (λ)

As engrenagens fabricadas por *shaving* possuem um espaçamento entre picos (Rsm) menor, isso faz com que o parâmetro de filme para este caso seja maior do que nas engrenagens somente fresadas. A Figura 12 apresenta uma comparação entre os valores de λ na região do diâmetro primitivo para os dois tipos de acabamento.

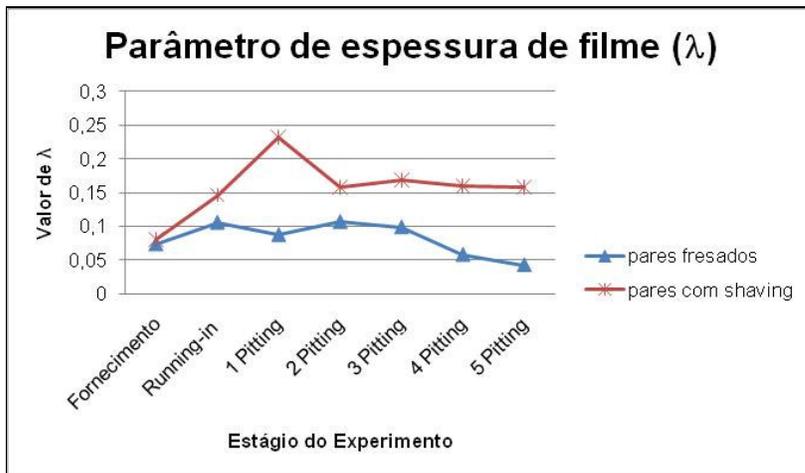


Figura 12. Parâmetro de filme (λ) em função dos estágios de ensaio, para os dois tipos de acabamento superficial.

Pela Figura 12 constata-se um aumento do parâmetro de filme nas primeiras etapas de ensaio de fadiga. Este fenômeno ocorre devido à remoção dos picos mais elevados neste período, o que diminui o valor da rugosidade combinada. A tendência de diminuição do parâmetro de filme ocorre devido à formação de danos

na superfície (*pitting*, *spalling*, riscos, etc.), os quais proporcionam um aumento da rugosidade combinada $\sqrt{R_{z1}^2 + R_{z2}^2}$.

4 CONCLUSÃO

Pode-se concluir que o acabamento superficial tem forte influência na origem dos danos por fadiga de contato (*pitting* e *spalling*). As engrenagens com *shaving* obtiveram uma melhor resistência ao desgaste do que as fresadas. Um dos motivos para este resultado é o fato das engrenagens por *shaving* apresentarem um menor valor de Rsm, proporcionando uma distribuição de carga mais uniforme no flanco do dente e menores tensões de contato.

Os parâmetros Rz e Rvk tendem a diminuir sua magnitude nos estágios iniciais dos experimentos. Entretanto, com o decorrer do ensaio, seus valores aumentam evidenciando que os danos estão próximos a ocorrer ou que já estão aparentes.

Os resultados do parâmetro de filme (λ) demonstram que o regime de lubrificação é severo tanto para engrenagens por *shaving* quanto as fresadas na região do diâmetro primitivo. Entretanto, as engrenagens por *shaving* possuem um maior valor de λ , isto é, um contato menos severo do que as fresadas, proporcionando um suporte de carga melhor, resultando em uma resistência ao desgaste superior.

Agradecimentos

Ao Conselho Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento (CNPq) pelas bolsas de mestrado e de iniciação científica, aos Laboratórios de Fenômenos de Superfície (LFS-EPUSP) e de Vibrações (LaVib-UTFPR), nominalmente aos Profs. Amilton Sinatora e Carlos A. Bavastri, e às empresas: WEG Motores S.A., Wieser & Pichler Cia Ltda e Fundições Tupy Ltda.

REFERÊNCIAS

- 1 NORTON, R. L., Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada, 2 ed, Editora Bookman, Porto Alegre, RS, pp.414 – 425, 2004.
- 2 STACHOWIAK, G. W., BATCHELOR, A.W., Engineering Tribology, Elsevier Butterworth-Heinemann, pp. 282 – 298, 2005.
- 3 BREEDS, A. R.; KUKUREKA, S. N.; MAOB, K.; WALTONB, D.; HOOKEB, C. J. Wear behaviour of acetal gear pairs. Wear, vol. 166, p. 85-91,1993.
- 4 ZAFOSNIK, B.; GLODEZ, S.; ULBIN, M.; FLASKER, J. A fracture mechanics model for the analysis of micro-pitting in regard to lubricated rolling–sliding contact problems, International Journal of Fatigue, vol. 29, p. 1950–1958, 2007.
- 5 SHIGLEY, J.E.; MISCHKE, C.R. Mechanical Engineering Design. Ed. McGraw-Hill Book Company, 6^o ed., New York, 2001.
- 6 MAGALHÃES, L.; SEABRA, J.; Martins, R. Austempered ductile iron (ADI) gears: Power loss, pitting and micropitting, Wear, vol. 264, p. 839 – 849, 2007.
- 7 HUTCHINGS, I. M. Tribology: friction and wear of engineering materials, Ed. Butterworth – Heinemann. Oxford, p. 273, 1992
- 8 MATWEB - Material Property Data. Disponível em: <<http://www.matweb.com>> - Acesso em: 15 Fevereiro de 2008.
- 9 FZG, Description of the pittingtest, Institute for machine Elements – Gear Research Center, 1992.