

ANALISE E SOLUÇÃO DE UM PROBLEMA DE RUÍDO NAS ENGRENAGENS DE TRANSMISSÃO DE UMA MOTOCICLETA

Pablo Dieb Barboza¹

Ronilson da Silva Assunção²

Denny Corrêa Nogueira³

RESUMO

Os objetivos desse estudo foram identificar as causas dos ruídos em motores de motocicletas em uma empresa do polo de duas rodas de Manaus e solucioná-los. A metodologia utilizada consistiu em realizar o rastreamento do fenômeno, onde se analisou criticamente todas as etapas do processo, iniciando a análise no último processo, inspeção final, e terminando no projeto de engenharia, especificações de desenho. Na etapa de processo identificou-se o problema de empeno de virabrequim, que mesmo após ser solucionado não resolveu o distúrbio inicial, tendo apenas uma leve baixa. Já na análise de projeto, se verificou que ao desenhar as engrenagens motoras e movidas em CAD o backlash estava no mínimo. Porém, como as engrenagens fazem parte de uma árvore de transmissão, na condição mínima de matéria do diâmetro externo do virabrequim e contrapeso e máxima do diâmetro interno das engrenagens a folga se tornava zero em um ponto e máxima em outro, e visto que o funcionamento está em rotação gerava-se o ruído. A solução aplicada foi mudar as combinações de engrenagem, onde as motoras passaram a serem montadas com as movidas da classe abaixo, dessa forma se aumentou a distância de centro entre as engrenagens e por consequência compensou a folga dos componentes. Portanto, de aprendizado para futuros projetos, ficou evidenciado que é necessário ter atenção em todos os detalhes e principalmente na forma como cada componente interage com o conjunto.

Palavras Chave: Backlash, ruído, engrenagem.

¹ Acadêmico de Engenharia Mecânica, Uninorte Laureate, E-mail: diebpablo@gmail.com

² Acadêmico de Engenharia Mecânica, Uninorte Laureate, E-mail: ronilson.sa81@gmail.com

³ Professor Engenharia Mecânica, Uninorte Laureate, E-mail: engmeccdenny@gmail.com

ANALYSIS AND SOLUTION OF ONE PROBLEM OF NOISE FROM MOTORCYCLE TRANSMISSION GEARS

ABSTRACT

The objectives of this study were to identify the root cause problems of motorcycle engine noise in a two-wheeler company and solve them. The methodology used consisted in performing the tracking of the phenomenon, where all stages of the process were analyzed critically, starting the analysis in the last process, final inspection, and ending in the engineering project, drawing specifications. In the process step, the problem of crank warp was identified, which, even after being solved, it did not resolve the initial disturbance, with only a slight decrease. Already in the project analysis, it was verified that when drawing the motor gears and moved in CAD the backlash was in minimum. However, since the gears are part of a transmission shaft, at the minimum material condition of the crankshaft outer diameter and counterweight and maximum of the internal diameter of the gears the clearance became zero at one point and maximum at other and since the operation is in rotation the noise was generated. The solution applied was to change the gear combinations, where the motors began to be assembled with the moves of the class below, in that way the center distance between the gears was increased and consequently compensated the play of the components. Therefore, from learning to future projects, it has become evident that it is necessary to have attention in all the details and mainly in the way each component interacts with the set.

Key words: Backlash, noise, gear.

1. INTRODUÇÃO

O motor de combustão interna (a pistão) foi inventado no século XIX e foi das invenções que mais impacto teve na sociedade e no nível de vida das populações. O motor de combustão interna aproveita o aumento de pressão resultante da combustão da mistura ar-combustível para imprimir um movimento de rotação ao veio motor (Jorge Martins, 2006). Apresentado pela primeira vez na Exposição Industrial de Paris, em 1867, o motor concebido por Nicolaus Otto e Eugen Langen tinha características bem melhores de desempenho. O conceito desse motor era o de “pistão livre”, impulsionado pela explosão dos gases no cilindro, o pistão estava ligado a um volante através de uma cremalheira e uma engrenagem. No retorno do pistão, produzia-se trabalho mecânico (Carlos Tillmann, 2013).

Um motor contém partes fixas e partes móveis. As primeiras são as que não se movimentam quando o motor se encontra em funcionamento, enquanto que as últimas são aquelas que se movimentam nessa mesma situação. As partes fixas mais importantes são: Bloco, Cáster e Cabeça do motor. As partes móveis mais importantes são: Cambota, Pistão, Biela e Árvore de Comando de Válvulas.

Em meio às partes moveis de um motor de combustão interna estão as engrenagens. Engrenagens são elementos rígidos utilizados na transmissão de movimentos rotativos entre eixos. Consiste basicamente de dois cilindros nos quais são fabricados dentes. A transmissão se dá através do contato entre os dentes. Como são elementos rígidos, a transmissão deve atender a algumas especificações especiais. A folga entre os dentes está presente em todos os pares engrenados. Existem pares com mais folgas e pares com menos folga, dependendo da aplicação. Essa folga também chamada de backlash é um dos fatores que faz com que o ruído de batida de dentes exista. Outras folgas existentes em sistemas com engrenagens, como por exemplo, a folga entre eixos e mancais, também contribuem como uma folga para o aparecimento do ruído de batida de dentes (Glyniadakis, 2009).

O ruído de engrenamento é provocado por excitações do par engrenado quando em movimento. Na maioria dos casos, a excitação é gerada por imperfeições no contato entre os dentes do par engrenado. Estas imperfeições no contato das engrenagens resultam em forças dinâmicas nos dentes, as quais excitam os corpos das engrenagens (Wink, 2002). Segundo Houser et. al. (1996) o ruído de engrenamento apresenta uma frequência fundamental, suas harmônicas e também comumente bandas laterais. As bandas laterais representam o fenômeno de batimento, onde há uma modulação na amplitude do ruído, que pode aparecer na frequência fundamental e em suas harmônicas. A frequência fundamental possui um alto nível de pressão sonora justamente onde o ouvido humano é mais sensível, faixa compreendida normalmente entre 500Hz e 3000Hz.

De acordo com Luculesco (2001) e Houser et. al. (2002), existem possíveis fenômenos que devem ser considerados como fonte de excitação para o ruído de engrenamento, resumidas a seguir:

- Impactos entre os dentes das engrenagens quando no início do contato;
- Alterações na força de atrito devido ao escorregamento entre os dentes;
- Bolhas de ar que se formam no fluido lubrificante;

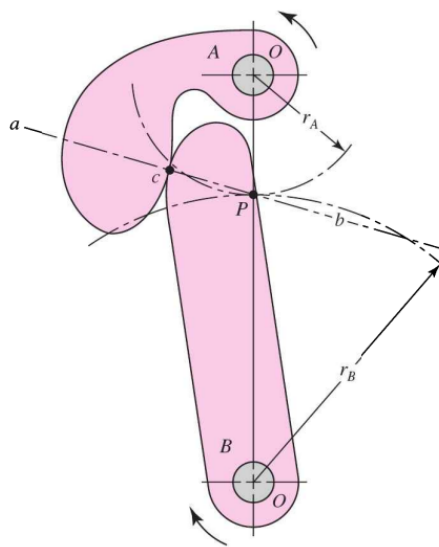
- Fluxo do fluido lubrificante;
- Erros de transmissão;

2. REFERENCIAL TEÓRICO

2.1. Ação conjugada

Dentes de engrenagens endentadas agindo uns sobre os outros para produzir movimento rotatório são similares a cames. Quando os perfis de dente, ou cames, são projetados para produzir uma razão de velocidade angular constante durante o engranzamento, diz-se que os mesmos têm ação conjugada. Pelo menos em tese é possível selecionar, arbitrariamente, qualquer perfil para um dente e então encontrar um perfil para o dente engajante que resulte em ação conjugada. Quando uma superfície curva empurra outra superfície o ponto de contato ocorre onde ambas são tangentes entre si (ponto c), e as forças em qualquer instante são direcionadas, ao longo da normal comum ab , às duas curvas. A linha ab , representando a direção da ação das forças, é denominada linha de ação. Essa linha interceptará a linha de centros $O-O$ em um ponto P . A razão de velocidade angular entre os dois braços é inversamente proporcional aos seus raios ao ponto P . Para transmitir movimento numa razão de velocidade angular constante o ponto primitivo deve permanecer fixo, isto é, todas as linhas de ação, para cada ponto instantâneo de contato devem passar pelo mesmo ponto. No caso do perfil de involuta, será mostrado que todos os pontos de contato ocorrem na mesma linha reta, assim esses perfis transmitem movimento rotativo uniforme (Shigley, Joseph E. 2005).

Figura 1 - Came A e seguidor B em contato. Quando as superfícies em contato têm perfis de involuta, a ação conjugada resultante produz uma razão constante de velocidade angular.



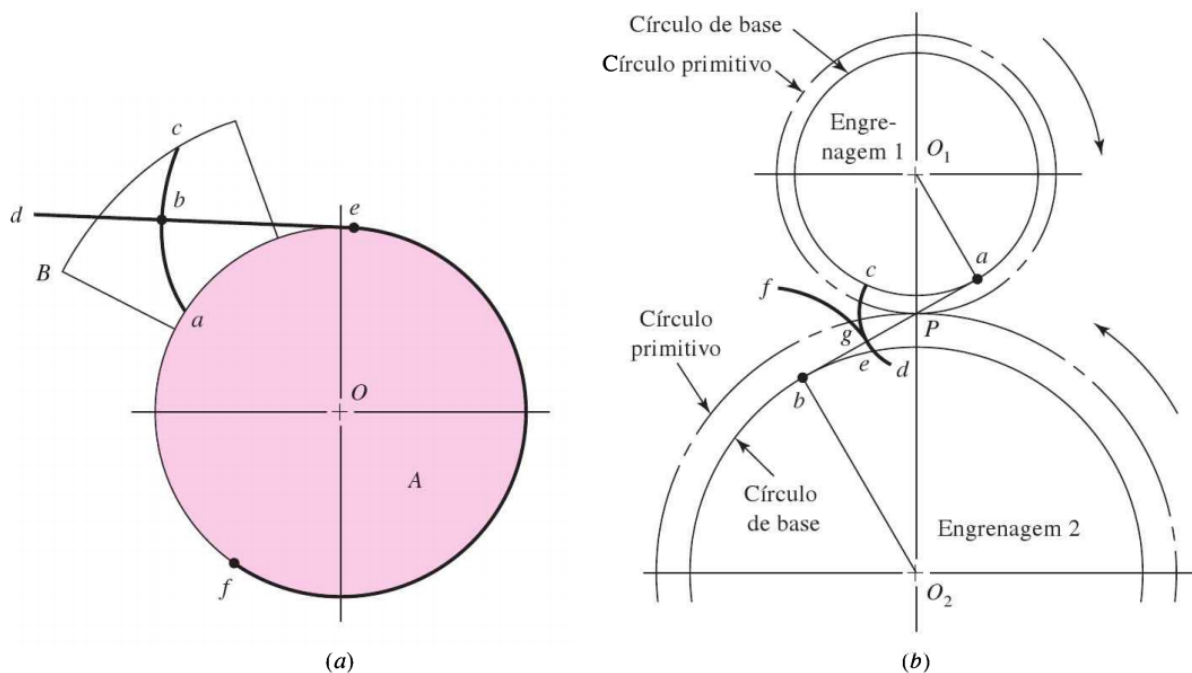
Fonte: SHIGLEY, JOSEPH, 2005.

2.2. Propriedades da involuta

Uma curva evolvente ou involuta pode ser gerada como mostra a **Figura 02**. Um flange parcial B é atado ao cilindro A , ao redor do qual é enrolada uma corda def , que é mantida esticada. O ponto b na corda representa o ponto traçador e, à medida que a corda é enrolada e desenrolada ao redor do cilindro, o ponto b irá traçar a curva involuta ac . O raio de curvatura da involuta varia continuamente, sendo zero no ponto a e um máximo no ponto c . No ponto b , o raio é igual à distância be , uma vez que o ponto b está, instantaneamente, rodando em relação ao ponto e . Assim a linha geradora de é normal à involuta em todos os pontos da intersecção e , ao mesmo tempo, sempre tangente ao cilindro A . O cilindro sobre o qual a evolvente é gerada é denominado *círculo de base*.

Examinemos o perfil da evolvente para verificar como ela satisfaz aos requerimentos para transmissão de movimento uniforme. Na **Figura 02 (b)**, duas rodas de engrenagens com centros fixos em O_1 e O_2 são mostradas tendo círculos de base cujos raios respectivos são O_1a e O_2b . Imaginemos, agora, que uma corda seja enrolada ao redor do círculo de base da engrenagem 1, esticada entre os pontos a e b e enrolada, em sentido anti-horário, ao redor do círculo de base da engrenagem 2. Se, então, os círculos de base forem rodados em direções diferentes, a fim de manter a corda esticada, um ponto g nela irá descrever as envoltentes cd na engrenagem 1 e ef na engrenagem 2. Tais envoltentes são, assim, geradas simultaneamente pelo ponto traçador. Esse ponto representa, portanto, o ponto de contato, ao passo que a porção da corda ab é a linha geradora – ao longo do qual o ponto de contato se move; essa linha não muda de posição, pois é sempre tangente aos círculos de base; ademais, uma vez que ela é sempre normal à envolvente no ponto de contato, o requerimento de movimento uniforme é satisfeito (Shigley, Joseph E. 2005).

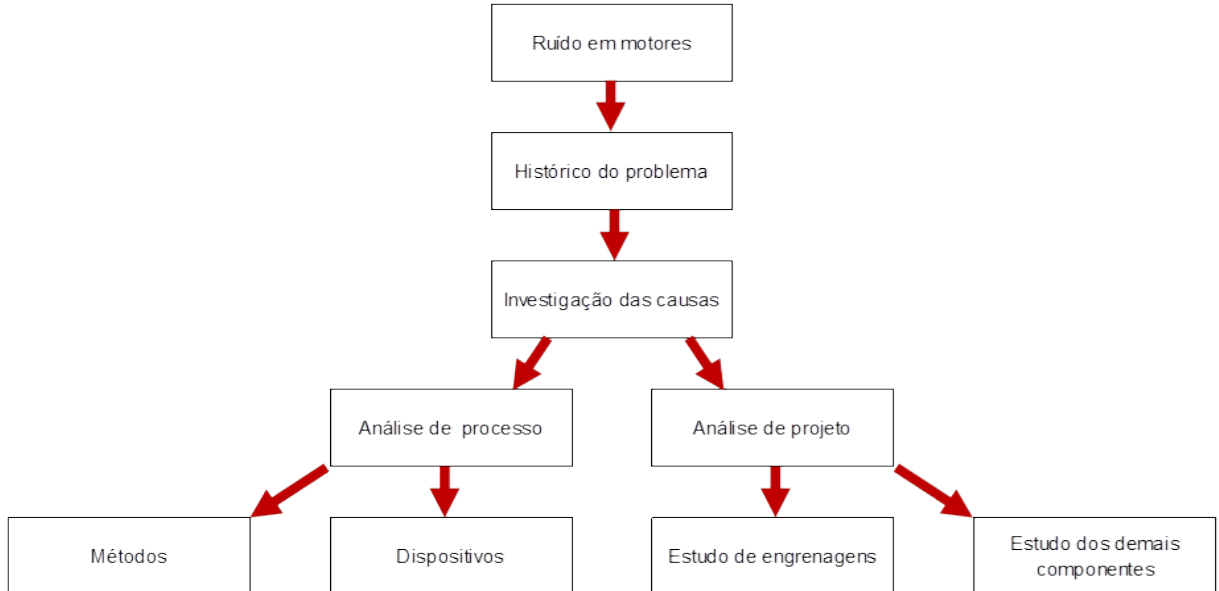
Figura 2 - (a) Geração de uma evolvente; (b) ação de evolvente.



Fonte: SHIGLEY, JOSEPH, 2005.

3. METODOLOGIA

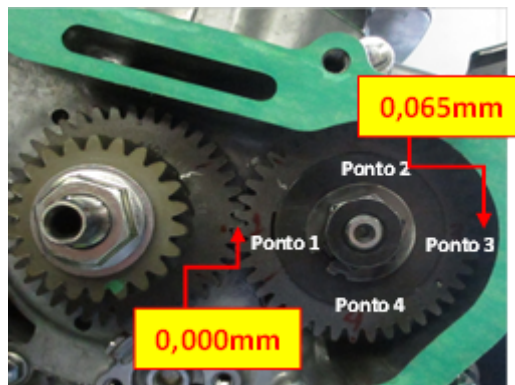
Figura 3 – Diagrama da metodologia utilizada no estudo.



Fonte: DIEB, 2016.

Para realização desse trabalho, adotou-se o esquema mostrado acima. Este estudo foi realizado em uma empresa do pólo de duas rodas, localizada em Manaus. Detectado no processo de Inspeção Final, no início e no final da aceleração do motor, o ruído não conforme, característico de aperto entre as engrenagens motora e movida. Os motores reprovados com ruído de aperto estão sempre sem de folga entre as engrenagens. Como por exemplo, no ponto 1 (lado de contato das engrenagens) verifica-se 0 mm de folga e no ponto 3 (lado oposto de contato) verifica-se com uma folga excessiva de 0,065mm. Sendo, que o especificado no desenho é de 0,005 até 0,049 mm.

Figura 4 - Pontos de verificação de folga.



Fonte: SILVA, 2016.

O critério de avaliação do ruído é baseado na comparação com o ruído de um motor padrão, seguindo procedimentos internos da empresa.

Figura 5 - Tabela de classificação do ruído de motor.

Notas	5	4	3	2	1
Critério	Muito mais silencioso que o veículo padrão.	Pouco mais silencioso que o veículo padrão.	Mesmo nível que o veículo padrão.	Mais ruidoso que o veículo padrão.	Muito mais ruidoso que o veículo padrão.
Comentário	Muito silencioso	Silencioso	Tolerável	Ruidoso	Muito ruidoso
Julgamento	OK	OK	OK	NG	NG

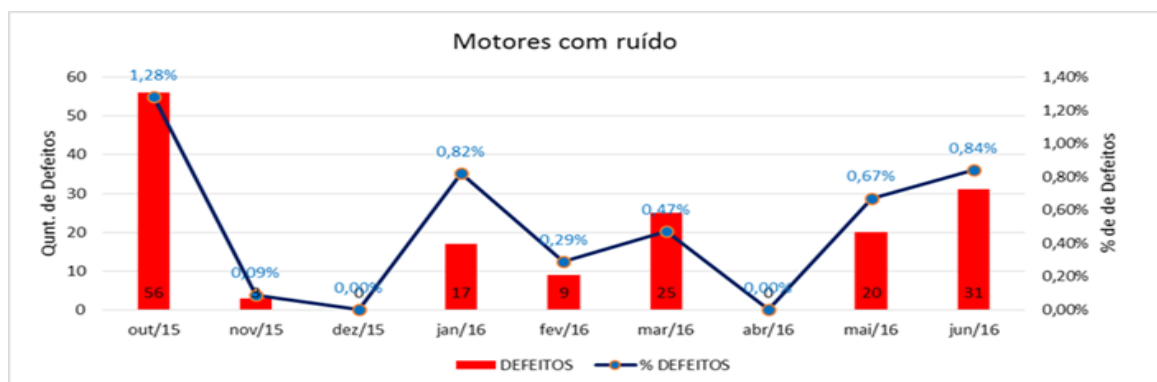
Fonte: SILVA, 2016.

Base a tabela de classificação de ruídos, todos os motores com avaliação abaixo de 3 (três) são reprovados e seguem para a área de retrabalho.

Após o levantamento de dados, foi contabilizada a quantidade de vezes que o problema de ruídos em motores em seus respectivos meses de ocorrência. Dessa forma, foram registrados 161 casos desde o mês em que passaram a serem registrados em documentos oficiais, sendo um número de reincidência muito elevado e se justificando um estudo de caso para esse problema em específico.

Foram propostas duas linhas de análise para correção do problema: análise crítica do processo, com foco na montagem; e análise técnica do projeto, com foco nas especificações dos desenhos de engenharia.

Figura 6 - Histórico de problema de ruído de motor.



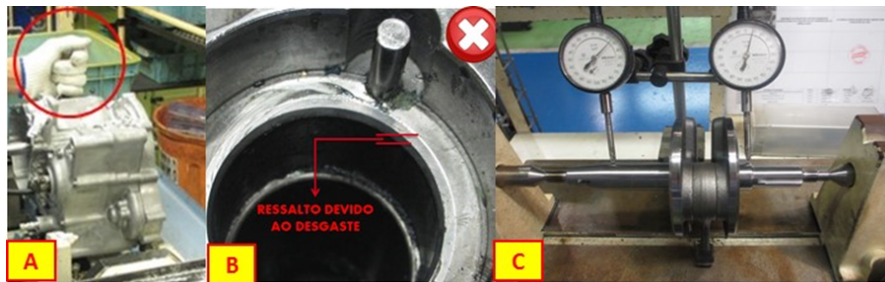
Fonte: SILVA, 2016.

4. RESULTADOS

Durante a análise do processo, encontram-se alguns problemas de não conformidade nas linhas de montagem. As não conformidades foram divididas em dois grupos: problemas de movimentação inadequada no motor e problemas de dispositivos. Ambos os problemas resultavam no aumento do batimento do virabrequim com o conjunto.

Com os problemas levantados, medidas administrativas foram tomadas, como a elaboração de instruções de trabalho em que determinava de forma clara como a movimentação do motor deveria ser realizada em cada etapa de montagem, e a diminuição do período de troca dos dispositivos. Porém, mesmo após essas medidas ainda se continuou a surgir casos de motores com ruídos no processo de Inspeção Final, mostrando que os fatores de processos não eram a causa raiz do problema.

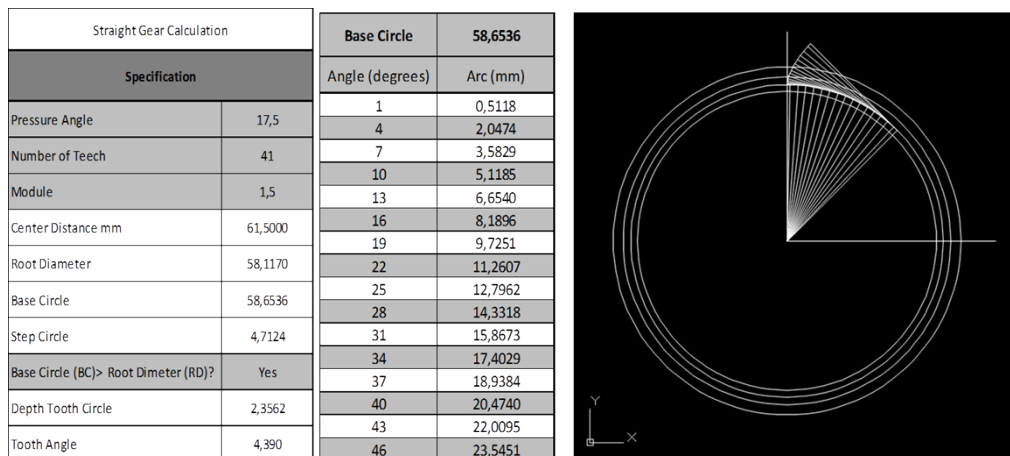
Figura 7 - (a) manuseio incorreto do motor, sendo realizado pela biela do virabrequim; (b) dispositivo de prensagem com ressalto devido ao desgaste; (c) empeno do virabrequim ocasionado pelos fatores A e B.



Fonte: SILVA, 2016.

Dessa forma se seguiu para a etapa de análise de projeto. Com base nos dados extraídos dos desenhos de técnicos de projeto, foram transferidos a uma planilha no Excel e desenvolvido em CAD as engrenagens para o estudo.

Figura 8 - Desenvolvimento de engrenagem baseado no princípio de engrenagem envolvente.



Fonte: DIEB, 2016.

Com o desenvolvimento das engrenagens, foram feitos os acasalamentos considerando o máximo e o mínimo das especificações e com a variação da distância de centro.

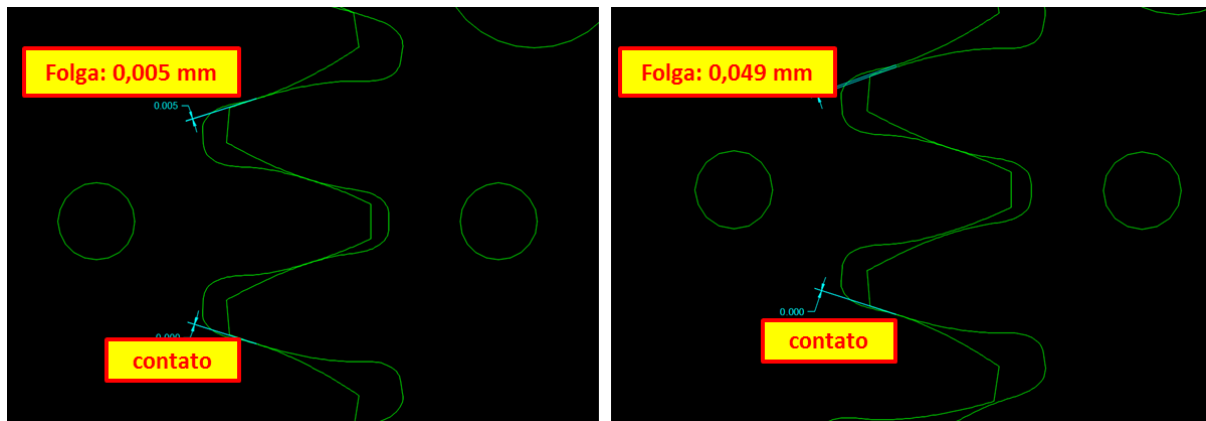
Ao compararmos os desenhos das engrenagens com a especificação de folga de contato entre elas, se nota que os valores de folga já estão em condições mínimas, sem considerar os outros componentes do motor.

Figura 9 - Especificação de folga de contato entre engrenagens.

バックラッシ BACKLASH	0.005~
--------------------	--------

Fonte: SILVA, 2016.

Figura 10 - Condição mínima e máxima de backlash.



Fonte: DIEB, 2016.

Ao analisar os desenhos, se constatou que o backlash é uma cota que depende diretamente da distância de centro e do comprimento tangencial da base. Sendo assim, se verificou no motor os possíveis componentes que poderiam influenciar na distância de centro das engrenagens para que se calculasse o valor do backlash real do conjunto.

Figura 11 - Tabela de Excel para cálculo de backlash nas condições de máximas e mínimas de projeto.

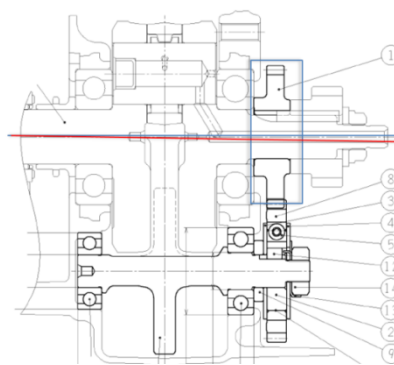
Description	Min. Projeto	Máx. Projeto
Pressure Angle	17,500	
Backlash Minimum	0,005	
Center Distance	61,480	61,520
Gear Drive (Base tangent length)	16,300	16,290
Gear Balance Weight (Base tangent length)	16,300	16,290
Backlash	0,005	0,049

Fonte: DIEB, 2016.

Os componentes para análise foram divididos em duas árvores: árvore de montagem da engrenagem motora e árvore de montagem de engrenagem movida.

Na primeira árvore as cotas consideradas foram diâmetro interno da engrenagem e o diâmetro externo do eixo do virabrequim. Ao analisa-las de forma criteriosa e considerando os componentes nela montados, se obteve uma folga máxima de aproximação de 0,013 mm na condição mínima de matéria do virabrequim e máxima da engrenagem.

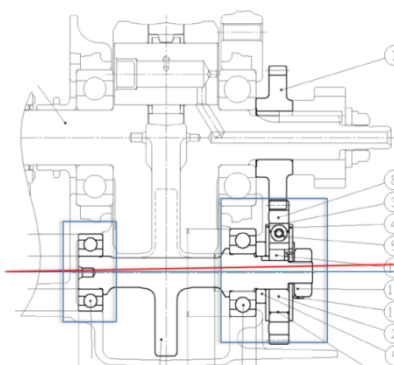
Figura 12 - Máxima folga de aproximação de distância de centro na árvore da engrenagem motora. Desenho ilustrativo.



Fonte: SILVA, 2016.

Na segunda árvore foi considerado o diâmetro interno da engrenagem, o diâmetro externo do contrapeso, o paralelismo da porca de aperto e o diâmetro interno dos rolamentos, se obtendo uma folga máxima de aproximação de 0,047 mm na condição mínima de matéria do contrapeso e rolamento, máxima da engrenagem e na maior condição de paralelismo da porca.

Figura 13 - Máxima folga de aproximação de distância de centro na árvore da engrenagem movida. Desenho ilustrativo.



Fonte: SILVA, 2016.

Dessa forma, somando as duas folgas das árvores se tem uma folga de aproximação de 0,060 mm, que torna a distância de centro mínima 68,42 mm e máxima 61,58 mm. Substituindo os valores na planilha de backlash fica evidente que o projeto não levou em

consideração as condições críticas dos componentes e como elas afetariam a distância de centro das engrenagens.

Figura 14 - Comparação de backlash mínimo e máximo do projeto com o real.

Description	Min. Projeto	Min. Real	Description	Máx. Projeto	Máx. Real
Pressure Angle	17,500		Pressure Angle	17,500	
Backlash Minimum	0,005		Backlash Minimum	0,005	
Center Distance	61,480	61,420	Center Distance	61,520	61,580
Gear Drive (Base tangent length)	16,300	16,300	Gear Drive (Base tangent length)	16,290	16,290
Gear Balance Weight (Base tangent length)	16,300	16,300	Gear Balance Weight (Base tangent length)	16,290	16,290
Backlash	0,005	-0,031	Backlash	0,049	0,085

Fonte: DIEB, 2016.

Na condição de mínimo de matéria no diâmetro do virabrequim e contrapeso e máxima nas engrenagens, ou seja, na pior das condições o backlash não existirá em algum ponto, e em outro ponto oposto será máximo e em funcionamento, por estar em rotação, irá gerar o ruído característico de falta de folga. A solução proposta consistiu em trocar as engrenagens movidas para uma classe abaixo, pois assim se aumentaria a distância de centro compensando as variações dimensionais dos componentes.

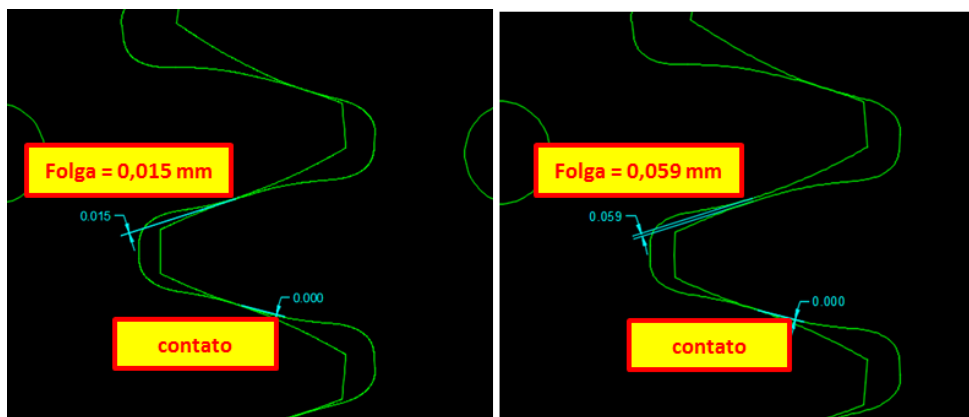
Figura 15 - Comparação de backlash mínimo e máximo do real com a proposta.

Description	Min. Real	Proposta	Description	Máx. Real	Proposta
Pressure Angle	17,500		Pressure Angle	17,500	
Backlash Minimum	0,005		Backlash Minimum	0,005	
Center Distance	61,420	61,480	Center Distance	61,580	61,520
Gear Drive (Base tangent length)	16,300	16,300	Gear Drive (Base tangent length)	16,290	16,290
Gear Balance Weight (Base tangent length)	16,300	16,290	Gear Balance Weight (Base tangent length)	16,290	16,280
Backlash	-0,031	0,015	Backlash	0,085	0,059

Fonte: DIEB, 2016.

O acasalamento das engrenagens foi realizado em CAD para confirmação da planilha. Dessa forma, com a troca das engrenagens movidas o backlash real se tornou 0,015 mm na condição mínima e 0,059 mm na condição máxima, obedecendo assim o projeto original que especifica um backlash mínimo de 0,005 mm.

Figura 16 – backlash mínimo e máximo da proposta.



Fonte: DIEB, 2016.

5. CONCLUSÃO

Este trabalho possibilitou a resolução do problema de ruídos em motores de uma motocicleta em uma empresa do pólo de duas rodas de Manaus por meio de análises de rastreamento de causa raiz. O problema identificado no último processo, inspeção final, tinha sua causa origem no desenvolvimento do projeto, sendo, portanto de extrema importância para a empresa, pois ao ser evidenciado se pode fazer uma análise lateral para todos os outros projetos e evitando assim vários possíveis problemas futuros.

De aprendizado para futuros projetos ficou clara a importância de uma análise crítica de cada componente de um conjunto a ser planejado, principalmente se este envolve várias peças considerando não somente o que causaria diretamente um problema, mas também os fatores indiretos, exigindo atenção em todos os detalhes.

Após a modificação das engrenagens movidas por uma classe abaixo não houve mais reincidências do problema, o que foi um grande mérito do trabalho, atingindo 100% de eficácia. Em contrapartida, a primeira engrenagem movida e a última engrenagem motora de classificação perderam os pares e agora são tidas como sucata, abrindo assim possibilidades para futuros trabalhos que possam complementar este. Outra área que pode ser complementada é referente ao batimento do virabrequim, que foi identificado no processo, e a planicidade da carcaça, pois ambos os estudos foram abordados indiretamente com base nas informações de desenhos desconsiderando nesses dois casos a situação real.

6. BIBLIOGRAFIA

Glyniadakis, G. V., *Análise de redução do ruído de batida de dentes de engrenagem do compressor do motor diesel*, Campinas, 2009, 111p. Dissertação de mestrado.

Houser, D. R., Singh, R. G., *Gear Noise Short Course*, Ohio State University, 1996, 678p. Apostila.

Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, Richard G. Budynas, *Projeto de engenharia mecânica*, tradução: João Batista de Aguiar, José Manuel de Aguiar, 7ª ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960p. ISBN 978-85-363-0562-2

Luculescu, D., *Aspects About the Identifies the Major Sources of Gear Whine Noise*, Technical Sciences and Applied Mathematics Journal, PP.21-24.

Martins, J., *Motores de combustão interna 2ª ed*, Porto ,Publindústria, 2006. ISBN 972-8953-02

Pecula, M. M., *Estudo do erro de transmissão do ruído de engrenamento do sistema de distribuição de um motor diesel*, Campinas, 2010, 69p. Dissertação de mestrado.

Tillmann, C. A., *Motores de combustão interna e seus sistemas*, Pelotas, Rede e-Tec Brasil, 2013. ISBN 978-85-63573-28-5.