



CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ANÁLISE DAS TENSÕES DO EIXO MOTRIZ DE UMA BOMBA HIDRÁULICA DE ENGRENAGENS EXTERNAS POR MEIO DA ANÁLISE NUMÉRICA

Wellington Rhoden de Lemos, wellington_lemos@hotmail.com
Guido Willian Navia Valério, guido.valerio@unoesc.edu.br

Universidade do Oeste de Santa Catarina – UNOESC, Rua Getúlio Vargas, 2125 – Flor da Serra – 89600-000 – Joaçaba – SC.

Resumo: Nesse artigo, propõem-se o estudo das tensões do eixo motriz de uma bomba hidráulica de engrenagens externas por meio da análise numérica, onde são calculadas as forças radiais e tangenciais na engrenagem e no eixo, além de aplicar-se a análise pelo método de elementos finitos (MEF) e reduzir o estado de tensões do eixo. As análises foram executadas com auxílio do software SolidWorks Simulation em que se aplicou a análise pelo MEF, sendo executado em três sequências de trabalho: pré-processamento, processamento e pós-processamento. A máxima tensão de von-Mises observada foi inferior ao limite de elasticidade do material, o que indica que a engrenagem não irá falhar. Na análise das tensões principais notou-se as máximas tensões nas raízes dos dentes que vão da tração à compressão, em razão da sua característica de funcionamento. Com a análise obtém-se o gradiente de distribuição de tensão da engrenagem na sua situação de trabalho, assim pode se otimizar a geometria da engrenagem a fim de satisfazer a exigência do mercado, buscando reduzir os custos e o tempo de projeto.

Palavras-chave: Análise pelo MEF, bomba de engrenagens, eixo motriz.

1. INTRODUÇÃO

As bombas hidráulicas de engrenagens externas apresentam diversas soluções para o mercado móbil e industrial, devido à facilidade em realizar movimentos de trabalho por meio da hidráulica. Por serem utilizadas em diversos ramos, estas devem suprir nas mais variadas formas de instalações as necessidades requeridas por cada equipamento. Em princípio, este tipo de bomba é constituído por eixos com engrenagens, mancais, elementos de vedação, placas de compensação, flange, corpo e tampa, além dos elementos de fixação.

A concepção das bombas de engrenagens faz com que a pressão gerada pelo sistema hidráulico seja transferida aos eixos e às engrenagens. Além das cargas de pressão, os eixos e as engrenagens estão expostos a forças originadas da transmissão do torque. Estes esforços resultam em tensões internas, que para serem avaliadas, como muitos outros fenômenos na engenharia, podem ser descritos em termos de equações diferenciais parciais, que por sua vez são complexas se analisadas por métodos analíticos clássicos. Para isso, aplica-se o Método de Elementos Finitos (MEF) que nada mais é do que a resolução dessas equações de modo aproximado com o auxílio de programas computacionais.

Ao conhecer estas tensões é possível tomar várias atitudes em relação ao projeto, como, a redução de material, alívio de tensões, alteração de material dentre tantas outras melhorias. Sob outra perspectiva, é possível analisar, quantificar e identificar por intermédio do MEF quais são as tensões a que os eixos e engrenagens estão submetidos. Essa análise tem custos e tempo relativamente menores na fase de projeto, se comparado com testes reais e construção de protótipos.

Cabe ressaltar que o presente trabalho tem como objetivo principal analisar as tensões do eixo motriz de uma bomba hidráulica de engrenagens externas por meio da análise numérica.

1.1. Bombas Hidráulicas de Engrenagens Externas

Dentro dos sistemas hidráulicos, as bombas hidráulicas são as responsáveis pela transformação primária da energia mecânica em energia hidráulica. As aplicações hidráulicas atualmente estão nos mais variados ramos de atividade como, por exemplo, a utilização em máquinas ferramentas, máquinas agrícolas, construção civil, guindastes,

plataformas, dentre outras inúmeras aplicações possíveis. A Figura 1 representa esquematicamente a aplicação em um caminhão basculante (Götz, 1991; Linsingen, 2003 e Dala Lana, 2005).

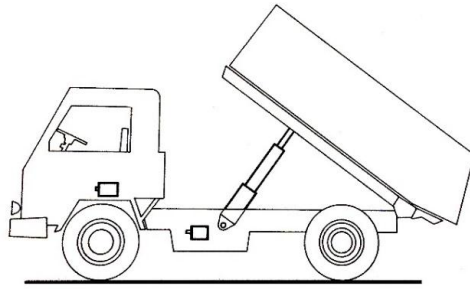


Figura 1. Aplicação de bombas hidráulicas (Götz, 1991).

Consoante Dala Lana (2005) e Ghionea, Ghionea e Constantin (2013), as bombas de engrenagens têm construção simples e, por isso, são aplicáveis em diversos ramos, com diferentes solicitações mecânicas. Estas possuem em sua principal concepção (Fig. 2) flange, buchas ou rolamentos, duas engrenagens (sendo uma motriz e outra movida), placas de compensação hidrostáticas (para a compensação das folgas laterais), corpo ou carcaça e tampa.

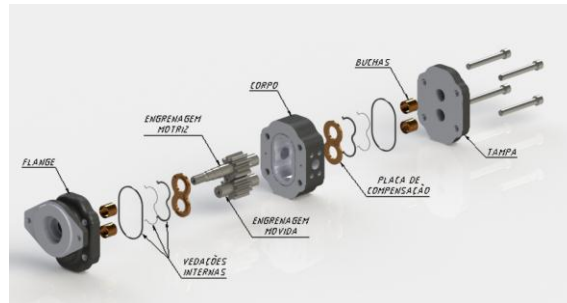


Figura 2. Bomba hidráulica de engrenagens externas, vista explodida.

Segundo Palmieri (1997), “a bomba é responsável pela geração de vazão dentro de um sistema hidráulico, sendo, portanto, também responsável pelo acionamento dos atuadores”. O deslocamento volumétrico fornecido ao sistema, pela bomba, a cada rotação a torna adequada à transmissão de força. Ghionea, Ghionea e Constantin (2013) corroboram que a vazão pode variar de 2 a 1000 l/min utilizando uma potência entre 30 e 40 kW a rotações entre 700 e 7000 rpm.

A partir do engrenamento das engrenagens, que separam as câmaras de entrada e saída, cria-se uma pressão negativa que succiona o fluido e o conduz, por meio do espaço entre dois dentes, até a câmara de saída que, por sua vez, está submetida a pressões mais elevadas, originadas da oposição (fornecida pelo sistema) ao escoamento do fluido. Esta variação de pressão - ou aumento desta - causa também desgastes excessivos gerando vazamentos internos. O perfil de distribuição da pressão, que vai da pressão atmosférica até a máxima pressão, não ocorre de maneira simétrica, mas sim de forma abrupta (Götz, 1991 e Linsingen, 2003).

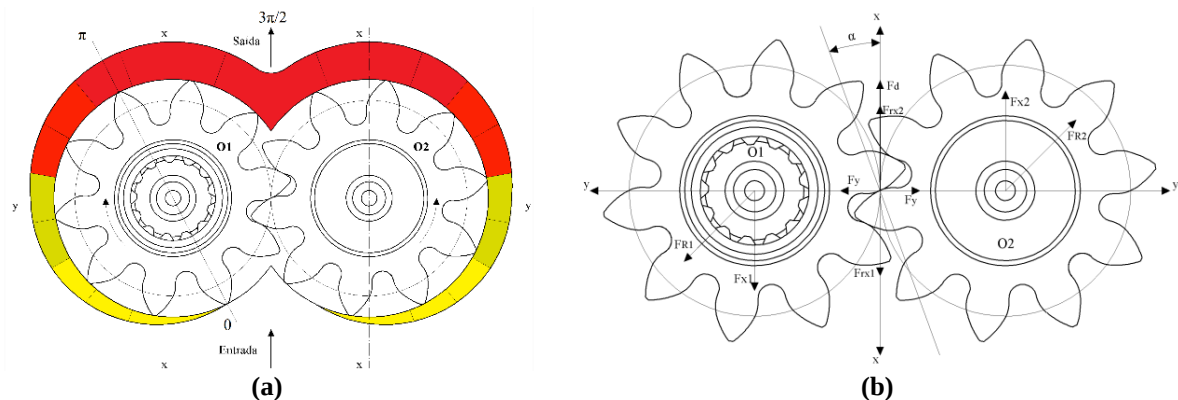


Figura 3. (a) Distribuição radial de pressão. (b) Distribuição das forças (Ghionea; Ghionea; Constantin, 2013 Adaptado).

Ghionea, Ghionea e Constantin (2013) aduzem que a distribuição da carga de pressão é influenciada pela folga radial entre engrenagem e corpo além de outros fatores como: tipo, dimensões e comportamento dinâmico dos rolamentos. Apesar destas influências, sob pressão nominal de operação a distribuição de pressão ocorre de forma parabólica, conforme a Fig. 3a, para uma variação angular de $\varphi \in (0 \dots \pi)$ em que a pressão está aumentando e para $\varphi \in (\pi \dots 3\pi/2)$ a pressão é considerada constante.

Esse perfil de variação de pressão cria sob os eixos e as buchas, forças que tendem a deformá-los (Dala Lana, 2005). Além da variação de pressão gerar força sob os eixos, o torque de entrada e a pressão fazem com que durante o engrenamento se crie forças de engrenamento que atuam diretamente sob os dentes da engrenagem. Essas forças são divididas em tangenciais e radiais, sendo: F_d a força aplicada no engrenamento devido a transmissão do torque, $F_{rx1,2}$ as forças derivadas da pressão aplicadas no engrenamento, $F_{x1,2}$ as forças que atuam sobre os eixos das engrenagens, F_y a força radial no dente de contato e $F_{R1,2}$ as forças resultantes, conforme Fig. 3b (Ghionea; Ghionea; Constantin, 2013).

1.2. Método de Elementos Finitos

Elementos finitos é o método mais utilizado em sistemas CAE (Computer Aided Engineering) para realizar os cálculos de simulação. Estes sistemas são desenvolvidos com o intuito de simular aplicações reais nos projetos. Nessa etapa de um projeto, é realizada a simulação de solicitações mecânicas, dinâmicas e estáticas, análise de tensões, transferência de calor, escoamento de fluidos, eletromagnetismo e dentre outros problemas de engenharia (Fish; Belytschko, 2007 e Souza; Ulbrich, 2009).

Souza e Ulbrich (2009) ressaltam que

Os sistemas CAE fazem uso de sofisticados algoritmos matemáticos para efetuar os cálculos. A qualidade de uma simulação envolve o grau de aproximação entre os resultados obtidos com a situação real e está relacionado com o algoritmo matemático empregado, para geração da malha de elemento, para cálculo das solicitações, assim como nas informações de entrada, tais como geometria, solicitações mecânicas e materiais.

Segundo Assan (1999), o MEF “é baseado no método de Rayleigh-Ritz e prevê a divisão do domínio de integração, contínuo, em um número finito de pequenas regiões denominadas elementos finitos, tornando o meio contínuo em discreto”.

O MEF consiste na ideia da discretização de um meio contínuo, subdividindo a estrutura em um número de partes distintas, finitas e mantendo as propriedades do meio original (conhecidos como elementos finitos), conectadas entre si nos pontos discretos que são os nós. Os elementos conectados formam o que é conhecido por malha de elementos (Fig. 4). Estes elementos são descritos por equações diferenciais e resolvidos por métodos matemáticos com auxílio de computadores (Fish; Belytschko, 2007, Filho, 2000 e Lotti et al., 2004).

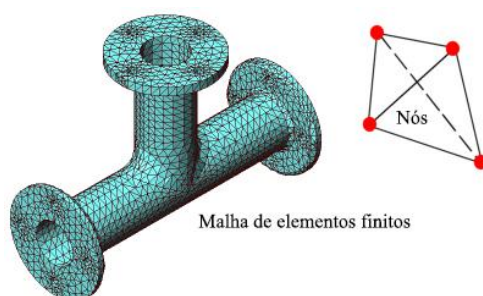


Figura 4. Malha de elementos finitos (SolidWorks, Adaptado).

Para Souza e Ulbrich (2009), a simulação pode ser dividida em cinco etapas: transferência geométrica CAD/CAE, geração da malha de elementos finitos, variáveis de entrada, cálculo das solicitações e avaliação e interpretação da resposta do software. A Figura 5 mostra a sequência dos três principais processos: o pré-processamento (sendo o problema para simulação), o processamento (cálculo e geração da malha) e o pós-processamento, que são os resultados.

De acordo com Fish e Belytschko (2007), os projetos industriais analisados pelos softwares CAE geram bancos de dados de elementos finitos que são componentes-chave para serem utilizados em uma grande quantidade de diferentes análises, possibilitando comparações e melhorias. Além de reduzir significativamente o tempo de ciclo de um projeto e aumentar a qualidade dos produtos.

Atualmente, existem diversos softwares que utilizam o MEF como ferramenta para analisar projetos e muitos destes permitem uma integração entre o modelo gerado no CAD com o modelo que será utilizado no CAE, com interfaces compatíveis, agilizando o projeto. Além disso fornecem, também, gráficos e relatórios dos estudos realizados para manter registros mais facilmente (SolidWorks, 2015).

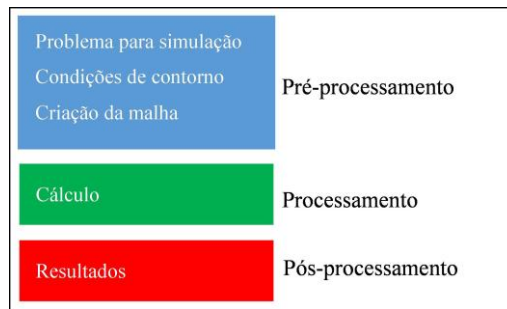


Figura 5. Sequência de trabalho por CAE (Souza; Ulbrich, 2009 Adaptado).

2. MATERIAIS E MÉTODOS

Este trabalho dividiu-se em três etapas, sendo elas: pré-processamento, processamento e pós-processamento, baseado e adaptado segundo o método de Souza e Ulbrich (2009), conforme Fig. 5.

2.1. Cálculo dos Esforços

Para calcular as solicitações mecânicas que o eixo motriz está exposto, aplicou-se o método proposto por Ghionea, Ghionea e Constantin (2013), que consiste em fórmulas para obter as cargas que o eixo deve suportar sob condições normais de funcionamento. As fórmulas utilizadas para determinar as cargas foram:

$$F_d = 2 \cdot p \cdot m \cdot b \quad [N] \quad (1)$$

$$F_{rx1,2} = 0,81 \cdot p \cdot D_{e1,2} \quad [N] \quad (2)$$

$$F_{x1} = F_{rx1} - F_d \quad [N] \quad (3)$$

$$F_{x2} = F_{rx2} + F_d \quad [N] \quad (4)$$

$$F_y = F_d \cdot \tan \alpha_w \quad [N] \quad (5)$$

$$F_{R1} = p \cdot m \cdot b \sqrt{0,66 \cdot z_1^2 + 0,7 \cdot z_1 + 0,7} \quad [N] \quad (6)$$

$$F_{R2} = p \cdot m \cdot b \sqrt{0,66 \cdot z_2^2 + 3,94 \cdot z_2 + 6,42} \quad [N] \quad (7)$$

Onde: p é a pressão de pico em MPa, m é o módulo da engrenagem em mm, b é a largura da engrenagem em mm, D_e é o diâmetro externo da engrenagem em mm, α_w é o ângulo de pressão da engrenagem em graus e z é o número de dentes da engrenagem.

2.2. Modelamento 3D em CAD

Utilizou-se o software de CAD SolidWorks 2015/2016 versão educacional, para a elaboração dos modelos 3D das engrenagens motriz. Foram desenhados dois modelos, sendo que no primeiro (Fig. 6a) tem-se o eixo com a engrenagem de módulo padrão - módulo 5 - sem arredondamentos, ou alívios nas mudanças de seções, consideráveis. No segundo modelo (Fig. 6b) apresenta-se o eixo com a engrenagem de módulo especial com correções - fornecido por uma empresa do setor metalmeccânico e por este motivo não serão caracterizadas suas dimensões - e arredondamentos nas mudanças de seções, impactando em uma redução do fator de concentração de tensões.

Observa-se nas regiões dos mancais divisões para delimitar a área em que os mancais entram em contato com o eixo. Estas divisões não representam variações de diâmetro, visam apenas a aplicação das condições de contorno nas etapas seguintes do processo. Assim também se dividiu a face do dente que entra em contato com a engrenagem movida na região do diâmetro primitivo.

Nesses modelos foram suprimidos a parte do eixo de entrada de torque, normalmente feita por meio de entalhados ou chavetas, com o intuito de facilitar a execução das etapas posteriores de processamento dos cálculos, não interferindo nos resultados e também por não serem objeto de estudo deste trabalho.

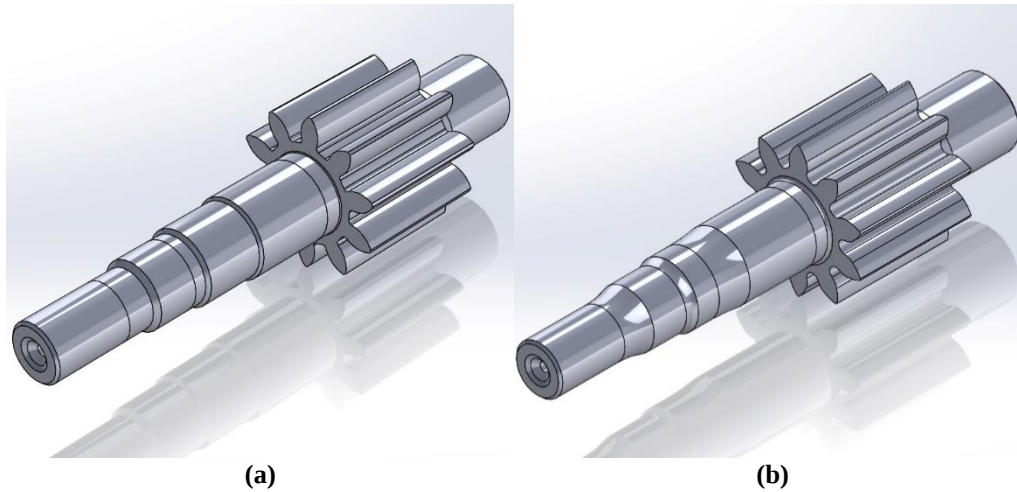


Figura 6. (a) Modelo 1, módulo padrão. (b) Modelo 2, módulo especial.

2.3. Condições de Contorno

As condições de contorno foram aplicadas no modelo a fim de caracterizar completamente o sistema. Os acessórios de fixação e a aplicação das cargas são determinantes para que a simulação represente a situação real de operação. Esses acessórios simulam os diferentes tipos de restrições e cargas envolvidas com o intuito de simular o real funcionamento do sistema, no caso a engrenagem motriz.

Para representar o engrenamento aplicou-se uma restrição de deslocamento no dente que entra em contato com a engrenagem movida na linha do diâmetro primitivo. Por motivos de limitações do software não foi possível aplicar a restrição de deslocamento real deste contato, pois geraria tensões infinitas. Portanto foi proposto uma pequena região para a aplicação desta restrição de deslocamento, conforme Fig. 7a.

As placas de compensação foram simuladas com a restrição do modelo nas faces da engrenagem no sentido axial, restringindo o deslocamento (Fig. 7b). No sentido radial do eixo aplicou-se a restrição por mancais simulando as buchas e o rolamento. (Fig. 7c).

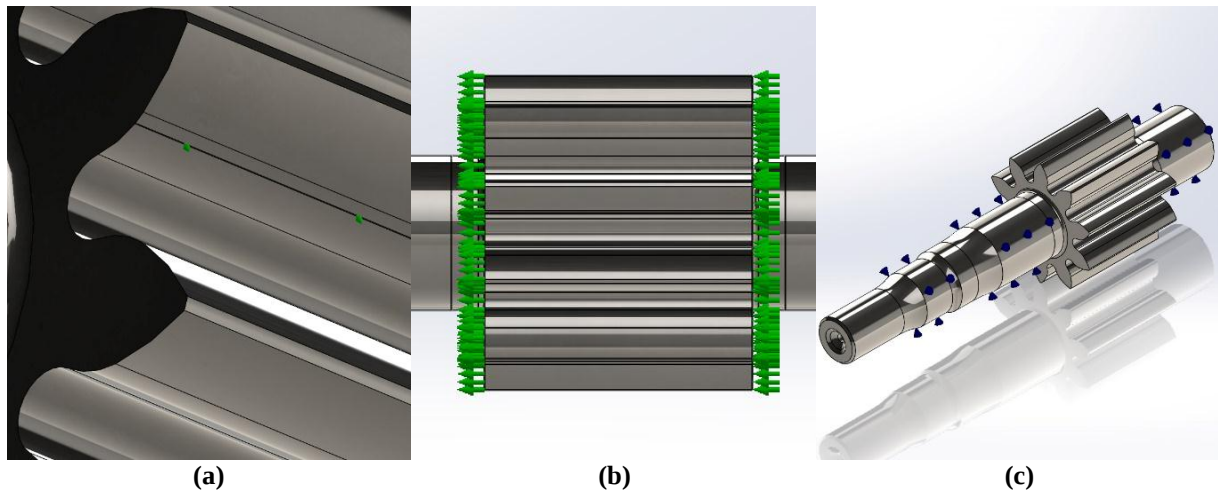


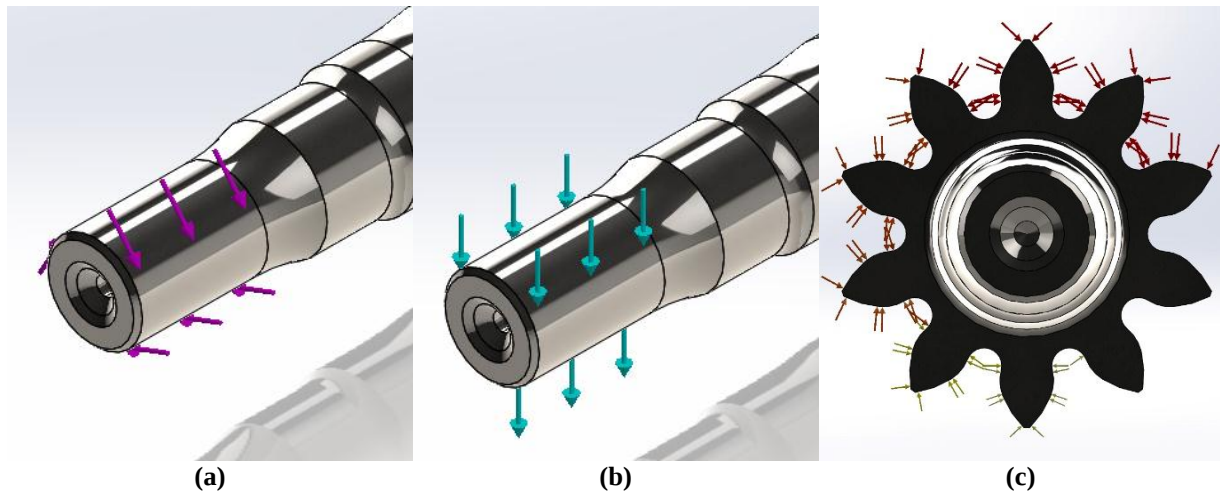
Figura 7. (a) Restrição no dente. (b) Restrição nas laterais. (c) Restrição de mancais.

A solicitação de torque (Fig. 8a) aplica-se na ponta do eixo representando a força necessária para o acionamento da bomba, assim como, a força radial máxima permitida gerada pelo acoplamento (Fig. 8b). A pressão sob qual o eixo está exposto foi aplicada de modo a representar seu aumento na região de entrada do óleo (de 0 a π rad) obedecendo a Eq. 8 apresentada por Ghionea, Ghionea e Constantin (2013) e mantendo-se constante na região de saída (de π rad a $3\pi / 2$ rad). Para cada dente utilizou-se um ângulo φ , partindo de 0° conforme Fig. 8c, que resultando consequentemente na distribuição da pressão, como se apresenta na Tab. 1.

$$p_{gz1} = p \cdot \frac{\varphi}{\pi} \quad (8)$$

Tabela 1. Distribuição de pressão.

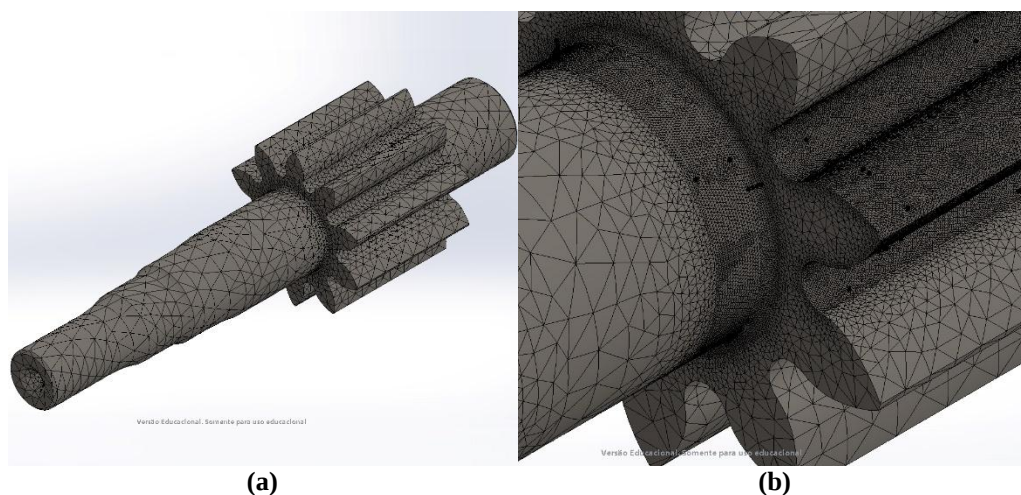
Distribuição de pressão	
φ (°)	Pressão (bar)
36	44
72	88
108	132
144	176
180 até 270	220

**Figura 8. (a) Torque. (b) Força radial. (c) Pressão.**

2.4. Aplicação da Malha

Os elementos utilizados para a geração da malha (Fig. 9a) são tetraedros que possuem quatro nós e três graus de liberdade por nó (X, Y e Z) sendo, portanto, doze graus de liberdade por elemento.

Aplicou-se o controle de malha (Fig. 9b) nas áreas de interesse do estudo, que são: as transições de seções, as áreas dos mancais e o dente da engrenagem que sofre maior esforço. Este controle de malha teve como objetivo refinar os resultados de distribuição de tensões nas regiões (julgadas mais importantes) em que foi aplicado. Este refinamento em áreas com maior probabilidade de falha faz com que não seja necessária uma malha fina em todo o modelo, tornando o processamento mais rápido.

**Figura 9. (a) Malha de elementos. (b) Controle de malha, refinamento.**

Todavia, vale ressaltar que o refinamento de malha gera elementos menores e quando se tem uma singularidade na geometria do componente, ou seja, uma aresta sem arredondamento, essa singularidade faz a tensão tender ao infinito. Assim com o refino de malha nessas regiões é possível representar o gradiente elevado de tensão.

Tensões elevadas podem ser desprezadas pois não são representativas. Para corrigir isto se utilizou o refinamento do estudo pelo método h-adaptativo, onde o software faz loops, nos quais vai refinando a malha de elementos. No primeiro modelo utilizou-se apenas três loops e no segundo cinco (número máximo oferecido pelo software). O primeiro modelo iniciou-se com aproximadamente 2 milhões de elementos e finalizou a análise com 4 milhões, já o segundo partiu-se de 2,5 milhões e atingiu no quinto loop 7,8 milhões de elementos.

2.5. Dados de Entrada

As características de funcionamento (conforme as necessidades de aplicação) da bomba em que se emprega o eixo motriz em estudo estão apresentadas na Tab. 2. Utilizou-se alguns destes dados para calcular as forças e para alimentar o software de simulação.

Tabela 2. Dados de entrada.

Características de funcionamento	
Pressão de pico (bar)	220
Torque (Nm)	330
Força Radial (N)	5000
Deslocamento volumétrico (cm ³ /rot)	103

O material que se aplicou no modelo para a realização das análises foi o aço DIN 20MnCr5, e as propriedades mecânicas fornecidas pelo SolidWorks apresentam-se na Tab. 3.

Tabela 3. Propriedades mecânicas (SolidWorks 2015/2016 versão educacional. Adaptado).

Designação	Resistência à tração (MPa)	Limite de elasticidade (MPa)	Módulo de elasticidade (GPa)	Coefficiente de Poisson
20MnCr5	1100	750	210	0,28

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1. Cálculo dos Esforços

Por meio dos cálculos se observou que a engrenagem padrão sofre menos esforços quando comparada à engrenagem de módulo especial. Esta diferença é explicada em razão de que, para manter o mesmo deslocamento volumétrico em ambas, a engrenagem de módulo especial deve ter maior largura, sendo assim, sofrerá maiores esforços de flexão por estar mais distante dos mancais. As forças calculadas são mostradas na Tab. 4.

Tabela 4. Cálculo das cargas.

Forças	Engrenagem	
	Padrão (N)	Especial (N)
F_d	11176	11556
$F_{rx1,2}$	54362	56153
F_{x1}	43186	44597
F_{x2}	65538	67709
F_y	4068	4206
F_{R1}	47972	49603
F_{R2}	59090	61099

3.2. Tensões

A tensão de von Mises ou teoria da energia de distorção é dada pela subtração da energia usada para provocar uma variação de volume da energia total de deformação, resultando na energia de distorção, não importando sua direção. Esta teoria prevê que a falha por escoamento ocorra sempre que a tensão de von Mises se iguale ao limite de escoamento.

As tensões de von Mises calculadas na simulação, dos dois modelos, são valores inferiores ao limite de elasticidade do material da engrenagem (750 MPa), como é mostrado no Fig. 10a e Fig. 10b, o que indica que não ocorrerão falhas nas engrenagens por escoamento, pois não atingiram o limite de elasticidade.

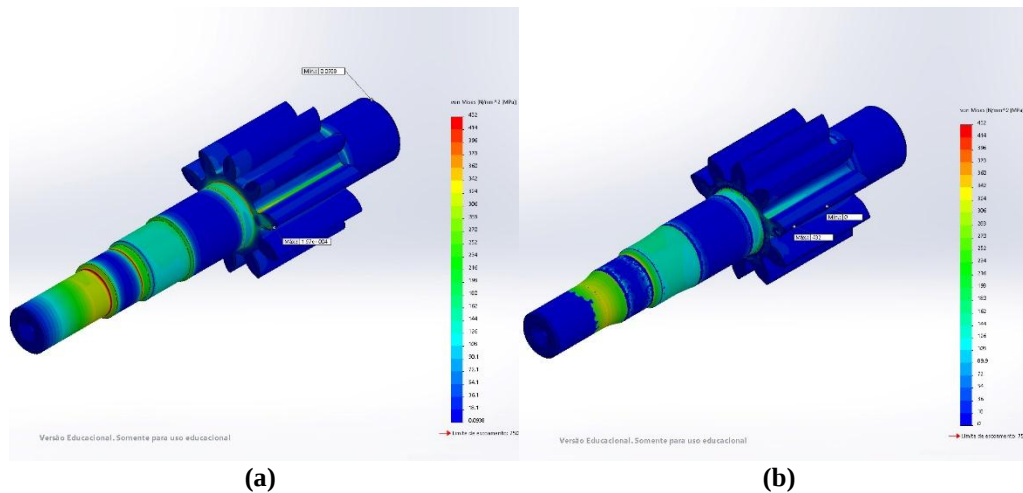


Figura 10. (a) Tensões de von Mises, modelo 1. (b) Tensões de von Mises, modelo 2.

Ao comparar os dois modelos observa-se que o primeiro está sujeito a tensões mais elevadas, pois no módulo padrão a raiz do dente tem menor espessura que a engrenagem especial e por ter alívios de tensões mais bruscos. Pode-se assim salientar, portanto, que a engrenagem especial tem maior resistência que a padrão, nessa situação, e que mudanças de seções mais suaves permitem um melhor alívio de tensões, diminuindo a concentração de tensões nestes pontos.

As áreas que apresentam as maiores tensões estão localizadas nas raízes dos dentes da engrenagem de ambos os modelos, devido à restrição exercida pelo engrenamento por meio do torque e também por receber na região do engrenamento a maior pressão do sistema. As tensões na região de contato são elevadas por se apresentarem em uma pequena área.

As tensões principais são aquelas que atuam nos planos principais, que são definidos por apresentarem a componente tangencial nula, correspondendo às máximas tensões normais existentes.

Observa-se na distribuição de tensões principais, tensões características de engrenagens, que apresentam tensões de tração e compressão, localizadas nas raízes dos dentes, sendo que a engrenagem padrão sofre mais se comparada à especial (Fig. 11a, Fig. 11b, Fig. 12a e Fig. 12b). Já as máximas tensões principais de tração e compressão aparecem nas mudanças de diâmetro do eixo, sendo mais intensas no modelo 1 por ter menores alívios.

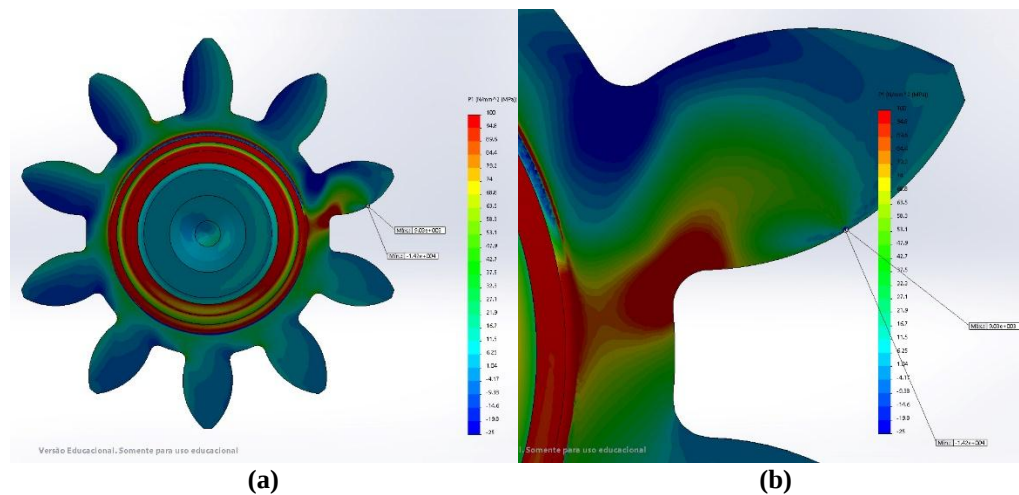


Figura 11. (a) Tensão principal, modelo 1. (b) Detalhe tensão principal, modelo 1.

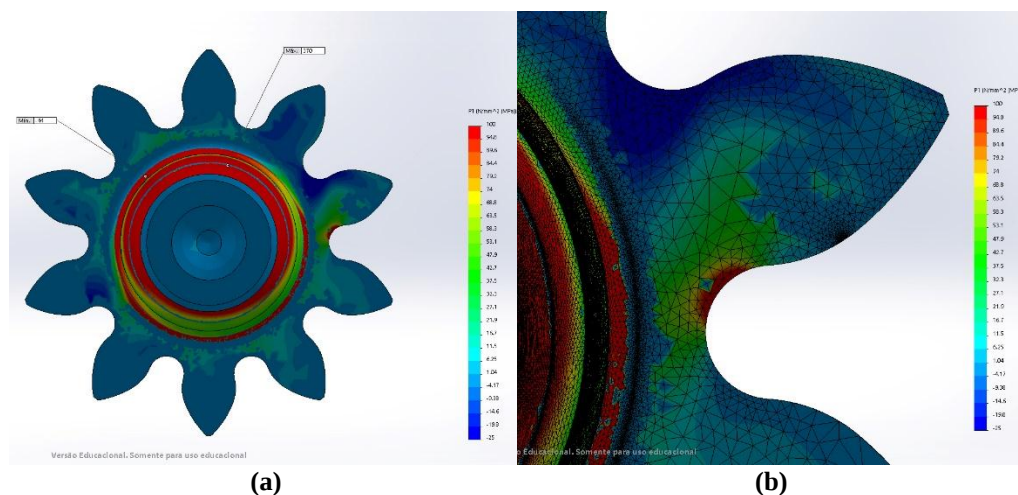


Figura 12. (a) Tensão principal, modelo 2. (b) Detalhe tensão principal, modelo 2.

Ao analisar a simulação se percebe que no primeiro modelo em que se tem um estudo menos refinado que no segundo, ainda se tem pontos de tensões infinitas, que não representam uma distribuição gradiente das tensões. A partir do momento que se refina a simulação (utilizando o método h-adaptativo) em que o software aplica refinamentos na malha de elementos para melhorar o gradiente de distribuição de tensões se obtém uma análise mais refinada, onde pode ser observado no segundo modelo, que apresenta valores de máximo e mínimo sem considerar possíveis tensões infinitas, que não caracterizam a análise, conforme Tab. 5.

Tabela 5. Tensões, modelo 2. Fonte: Os autores.

Tensões	Máxima (MPa)	Mínima (MPa)
von Mises	432	0
Principal	370	-44

Comparando as tensões e os gráficos com os esforços calculados percebe-se que apesar do modelo 1 apresentar menores esforços, é o modelo que apresenta maiores tensões. Isso se deve à forma geométrica e aos alívios de tensões. Os arredondamentos nos locais onde há concentração de tensões agem como alívios de tensões, e o módulo especial contribui para menores tensões na região de maior sollicitação, que são as raízes dos dentes.

4. CONCLUSÕES

O software tem algumas limitações para a aplicação das reais condições de funcionamento como: a aplicação da restrição no dente e a distribuição da pressão, ambas as condições foram aplicadas de forma aproximada, porém não comprometeram os resultados. Os resultados obtidos foram de uma análise estática, portanto representam apenas um momento durante o funcionamento do eixo.

Ao aplicar do método de análise por elementos finitos este se revelou como uma ferramenta eficiente para validar e melhorar uma solução construtiva real, pois, foi possível melhorar o modelo geométrico e avaliá-lo simultaneamente com o desenvolvimento da engrenagem não havendo a necessidade de construção de protótipos.

A partir dos cálculos foram possíveis observar as forças radiais e tangenciais na engrenagem e no eixo e ao compará-los com as análises de tensões se viu que é válido aumentar a largura da engrenagem, para manter o mesmo desempenho, mesmo que as forças radiais e tangencias sejam maiores, pois com pequenas modificações na geometria é possível reduzir o estado de tensões do eixo. Por isso a análise numérica aliada aos dimensionamentos é importante para obter resultados mais condizentes com a realidade.

As análises obtiveram as distribuições de tensão e com estas obteve-se o comportamento da engrenagem na sua situação de trabalho. Assim pôde-se mostrar que por meio da análise numérica é possível otimizar a geometria da engrenagem a fim de satisfazer as exigências de mercado, buscando reduzir os custos e o tempo de projeto, melhorar a qualidade final e também fornecer maior durabilidade ao produto.

5. REFERÊNCIAS

- Assan, A. E., 1999, "Método dos elementos finitos: Primeiros passos", Ed. UNICAMP, Campinas, Brasil, 298 p.
- Dalla Lana, E., 2005, "Avaliação do rendimento de bombas hidráulicas de engrenagens externas através de medição de temperatura", Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis.
- Filho, A. A., 2000, "Elementos finitos: A base da tecnologia CAE", Ed. Érica, São Paulo, Brasil, 292 p.
- Fish, J. e Belytschko, T., 2007, "Um primeiro curso em elementos finitos", Ed. LTC, Rio de Janeiro, 241 p.

- Ghionea, I., Ghionea, A. e Constantin, G., 2013, "CAD-CAE Methodology applied to analysis of a gear pump", Proceedings in Manufacturing Systems, Vol. 8, Bucharest, Romênia, No. 1, pp. 41-46.
- Götz, W., 1991, "Hidráulica: teoria e aplicações da Bosch", Ed. Bosch, Alemanha, 303 p.
- Linsingen, I. von, 2003, "Fundamentos de sistemas hidráulicos", Ed. UFSC, Vol. 2 revisada, Florianópolis, Brasil, 399 p.
- Solidworks, "Conceitos básicos de análise", Disponível em: <http://help.solidworks.com/2015/portuguese-brazilian/solidworks/cworks/c_basic_concepts_of_analysis.htm>. Acesso em 30 de julho de 2015.
- Lotti, R. S., Machado, A. W., Mazzeiro, E. T. e Júnior, J. L., 2006, "Aplicabilidade científica do método dos elementos finitos", Revista Dental Press Ortodon Ortop Facial, Vol. 11, Maringá, Brasil, No. 2, pp. 35-43.
- Palmieri, A. C., 1997, "Manual de hidráulica básica", Ed. Albarus sistemas hidráulicos Ltda, Vol. 8, Porto Alegre, 328 p.
- Souza, A. F. e Ulbrich, C. B. L., 2009, "Engenharia integrada por computador e sistemas CAD/CAM/CNC: Princípios e aplicações", Ed. Artliber, São Paulo, Brasil, 332 p.

6. RESPONSABILIDADE AUTORAL

"Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho".

STRESS ANALYSIS IN THE DRIVE SHAFT OF AN EXTERNAL GEAR HYDRAULIC PUMP THROUGH NUMERICAL ANALYSIS

CON-2016-0377

Abstract. *In this article, we propose to stress analysis in the drive shaft of an external gear hydraulic pump through numerical analysis, where are calculated radial and tangential forces in gear and the shaft, in addition to applying the analysis by finite element method (FEM) and reduce the stress on the shaft. Analyses were performed with the aid of SolidWorks Simulation software in which applied the analysis by FEM, running in three working sequences: preprocessing, processing and post-processing. Maximum stress of von-Mises observed was lower than the yield stress the material, which indicates that the gear will not fail. In the analysis of the principal normal stress observed maximum stress in the roots of teeth ranging from compression, traction because of his working characteristic. With the stress analysis of the gear in your work situation, how can you optimize the geometry of gear in order to satisfy market demand, seeking to reduce costs and design time.*

Keywords: *FEM, gear pump, drive shaft.*

RESPONSIBILITY NOTICE

"The authors are the only responsible for the content in this paper."