

**ESTUDO DE CASO: MÉTODO DE ANÁLISE COMPARATIVA POR FEA DE JUNTA DESLIZANTE  
EM CARDANS PARA VEÍCULOS PESADOS**

**CASE STUDY: COMPARATIVE ANALYSIS METHOD BY FEA OF SLIDING JOINT IN CARDANS  
FOR HEAVY VEHICLES**

Danilo Tavares De Camargo <sup>1,i</sup>  
Leandro Cardoso da Silva <sup>2,ii</sup>  
Douglas Jose Baquiao Ribeiro <sup>3,iii</sup>  
Norberto Goncalves Neto <sup>4,iv</sup>  
Edson Pereira da Silva <sup>5,v</sup>

Data de submissão: (20/04/2022) Data de aprovação: (22/01/2023)

**RESUMO**

Os *cardans* são componentes desenvolvidos desde o início da história da indústria automobilística, e engenheiros projetistas geralmente são confrontados com tarefas como, analisar o comportamento do projeto proposto com carregamentos pré-determinados e também a partir daí determinar valores de tensões/deformações, que levarão a falha de um *cardan*. Nesta pesquisa temos como foco analisar um ponto crítico do *cardan*, que é responsável pelo movimento linear mesclado com a transmissão do movimento rotativo, a junta deslizante. Iremos apresentar uma análise detalhada através de cálculos por elementos finitos, testar diversas alterações geométricas possíveis para uma substituição simples e direta na montagem do *cardan*, mantendo suas características desde projeto original. A partir destas análises, será possível identificar se a junta está aprovada para o uso proposto de acordo com as respectivas aplicações e necessidades do veículo, elencando variáveis como melhor custo-benefício e estimativa de tempo de vida. Essas informações podem variar caso desejemos aplicar esse *cardan* em outros caminhões, ônibus, caminhonetes ou máquinas, sendo necessário sempre um estudo para validação.

**Palavras-chave:** Cardan. Junta Deslizante. Elementos Finitos. Custo-benefício.

---

<sup>1</sup> Pós-graduando em Projetos de Mecânica Industrial na Faculdade de Tecnologia SENAI Roberto Simonsen. E-mail: danilotavcamargo@gmail.com

<sup>2</sup> Docente e Doutorando em Engenharia Mecânica da Faculdade SENAI de Tecnologia Industrial. E-mail: leandro.cardoso@sp.senai.br

<sup>3</sup> Docente e Doutor em Engenharia Metalúrgica da Faculdade SENAI de Tecnologia Industrial. E-mail: douglas.ribeiro@sp.senai.br

<sup>4</sup> Docente e Me. em Processos Industriais da Faculdade SENAI de Tecnologia Industrial. E-mail: norberto.neto@sp.senai.br

<sup>5</sup> Docente e Me. em Automação Industrial da Faculdade SENAI de Tecnologia Industrial. E-mail: edson@sp.senai.br

## ABSTRACT

Cardans are components developed since the beginning of the history of the automobile industry, and design engineers are usually faced with tasks such as analyzing the behavior of the proposed design with predetermined loads and also from there, determining values of strains that will lead to cardan failure. In this research we focus on analyzing a critical point of the cardan, which is responsible for the linear movement mixed with the transmission of the rotary movement, the sliding joint. We will present a detailed analysis through finite element calculations, test several possible geometric changes for a simple and direct replacement in the cardan assembly, maintaining its characteristics from the original project. From these analyses, it will be possible to identify whether the joint is approved for the proposed use according to the respective applications and needs of the vehicle, listing variables such as best cost-benefit and estimated lifetime. This information may vary if we wish to apply this cardan to other trucks, buses, vans or machines, always requiring a study for validation.

**Keywords:** Gimbal; Sliding Joint; Finite Elements; Cost-effective

## 1 INTRODUÇÃO

Muitas das características dinâmicas de um eixo *cardan* não são conhecidas antes de se construir alguns protótipos e que se façam avaliações experimentais. Esse tipo de experimentação em veículos gera altos custos e ainda assim a quantidade de incógnitas continuam muito elevadas. Por isso se faz necessário o uso de métodos inovadores ainda na fase do projeto, e análises por *Finite Element Analysis (FEA)* se mostra uma boa alternativa, pelo alto grau de precisão e confiabilidade.

Para alcançarmos nosso objetivo, primeiramente entenderemos o que está por trás da ideia fundamental de um eixo *cardan*, e a partir desse fundamento, podemos entender que o principal responsável pela transmissão de torque em um eixo *cardan* são os eixos ranhurados, que serão nosso foco principal.

### 1.1 Problema de pesquisa

Foi uma pesquisa complexa e de difícil acesso a informações, pois a maioria dos trabalhos encontrados que tinham relação com estudos de *cardans* tinham como foco realizar análises de dinâmicas e de frequência, como por exemplo Cristal, Enríquez e Bogarin (2002) diziam que a principal característica de um eixo *cardan* a ser analisada durante a fase de projeto é sua rotação crítica, a qual não deve se aproximar de sua primeira frequência natural.

### 1.2 Objetivos

De acordo com Lima e Raulino (2015), os primeiros eixos estriados dotavam-se de diversos dentes usinados no próprio eixo, no qual os lados de cada dente são paralelos entre si. Posteriormente novos perfis foram desenvolvidos, baseados em um perfil envolvente cujos lados possuem uma inclinação, semelhantes aos dentes de engrenagens. O perfil envolvente possui algumas vantagens sobre o perfil de face plana, proporcionando uma gradativa substituição do mesmo, porém o perfil de face plana continua a ser utilizado devido a sua simplicidade geométrica.

A junta deslizante que iremos estudar, possui atualmente um conjunto ponteira e luva cujas estrias seguem a norma DIN 5482 (1973) e a junta que iremos propor irá seguir também algumas características essenciais do original e mesclar com as características da norma DIN 5463 (1937), que é um tipo de ranhura de características menos complexas.

### 1.3 Justificativa

Porém, mesmo com a tendência do mercado sendo a utilização de estrias evolventes, o objetivo principal da pesquisa será buscar alternativas para substituir um eixo estriado pelo de melhor custo-benefício para venda no mercado, que por sua vez leva em consideração outras importâncias, como o menor peso (menor quantidade de matéria-prima) e também processos de fabricação simplificados, o que torna o produto mais viável do que o projeto original.

As análises serão realizadas no SolidWorks e iremos expor os resultados por imagens comparativas entre o projeto atual e o projeto proposto. As forças serão descritas durante o artigo e o *software* irá nos indicar maiores pontos de tensão das peças individualmente e também no conjunto completo, pois o ponto crítico pode alterar quando colocamos todo o conjunto em contato. Com todas as informações de análise, será possível identificar se o projeto proposto também suportará os esforços solicitados e se é possível essa alteração no conjunto.

## 2 REVISÃO DE LITERATURA

A revisão literária a seguir descreve as principais teorias sobre *cardans*.

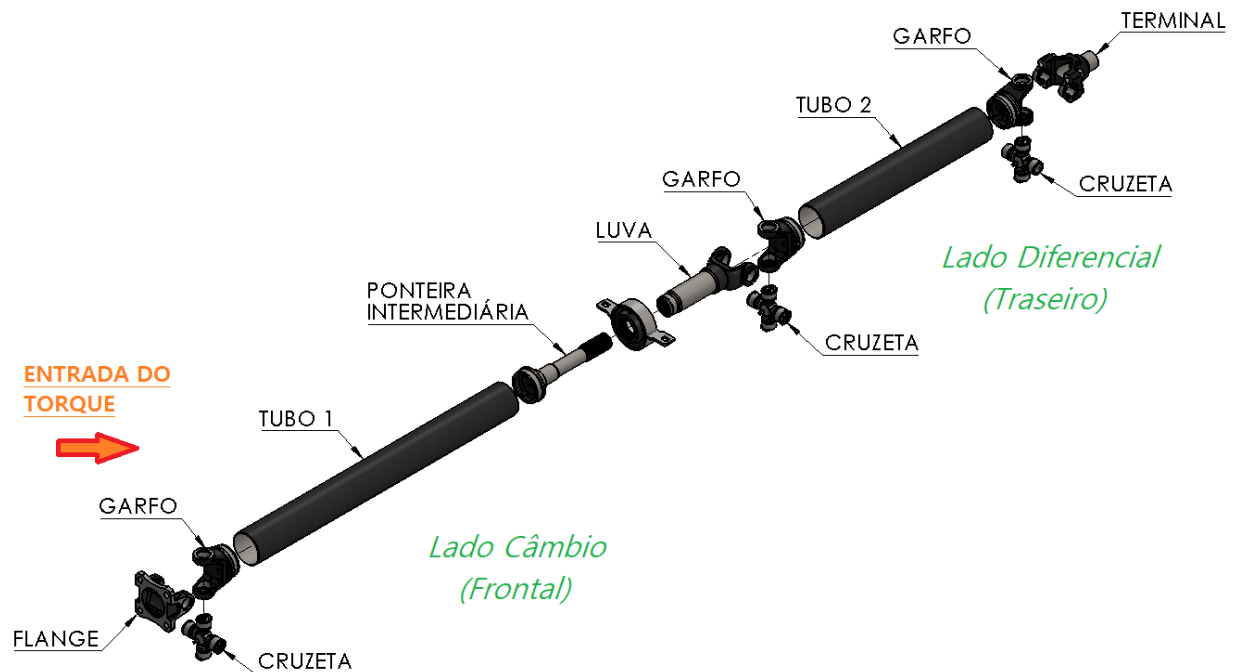
### 2.1 Eixos *cardans*

Para a Leax (2021), ao longo dos anos, aconteceram diversas revoluções na indústria automotiva que ajudaram a impulsionar a criação de novos veículos, essas revoluções trouxeram recursos que hoje são indispensáveis para uma máquina. Um desses avanços marcantes foi a invenção do eixo *cardan*.

Segundo Weihermann (2015) a função básica do eixo de transmissão, também conhecido como eixo *cardan*, é transmitir a energia gerada pelo motor para o eixo diferencial, e, por sua vez, o eixo diferencial irá transferir esta energia recebida do eixo *cardan* para as rodas. Em terrenos irregulares, o eixo traseiro oscila muito, e a força tem que continuar chegando às rodas sem perda de potência. A princípio, parece um tubo comprido, às vezes apoiado num suporte (mancal) e que fica o tempo todo sob as longarinas de caminhões ou o ônibus. Nas extremidades desse tubo existem conexões chamadas de juntas universais, onde estão as cruzetas.

O formato dos eixos *cardans* em seu todo não possui grande complexidades, porém para cada tipo e tamanho de automóvel exigem-se sempre uma particularidade. A Figura 1 demonstra um exemplo de *cardan* de seção dupla que explica visualmente o parágrafo anterior:

Figura 1 - Eixo Cardan



Fonte: Elaborada pelo autor.

## 2.2 Juntas deslizantes

Segundo Dana (2016), a luva e a ponteira deslizante se encaixam e deslizando uma dentro da outra, permitindo que o *cardan* varie de comprimento sem interferir no seu movimento. Algumas ponteiras recebem no entalhado um revestimento chamado Glidecote, que, além de eliminar folgas, chega a reduzir o atrito em até 75%. Isso significa mais vida útil para todo conjunto.

Usaremos de base o conjunto “Luva/Ponteira” ilustradas a seguir:

### 2.2.1 Luva

De acordo com Macedo (2012), a luva é um componente básico de um *cardan* e tem como função a transmissão de torque e/ou movimento. O “corpo” da luva é internamente entalhado que, acoplado com um eixo com entalhes externos, propiciam ao eixo *cardan* variar seu comprimento para compensar os movimentos causados pela suspensão do veículo e também facilita a montagem do eixo ao veículo.

A Figura 2 demonstra uma imagem de uma luva.

Figura 2 - Luva Original



Fonte: Elaborada pelo autor.

### 2.2.2 Ponteira

Segundo Stefanelli (2022), a ponteira deslizante é um eixo com estrias paralelas ao sentido do comprimento da luva, que tem as mesmas estrias no seu interior. Esta combinação permite que as estrias transmitam o movimento de giro do eixo e deslizem uma na outra para alterar o comprimento do eixo *cardan*.

A Figura 3 demonstra uma imagem de uma ponteira deslizante.

Figura 3 - Ponteira Deslizante Original



Fonte Elaborada pelo autor.

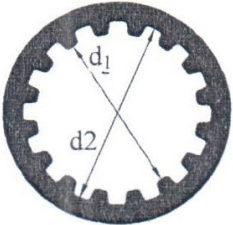
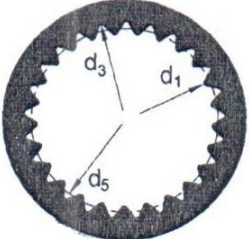

### 2.3 Eixos ranhurados

De acordo com Norton (2013), quando é preciso transmitir mais torque do que aquele que pode ser passado pelas chavetas, as estrias podem ser usadas como alternativa. Estrias são essencialmente “chavetas construídas no eixo”, formadas pelo contorno externo do eixo e pelo contorno interno do cubo com formas semelhantes a dentes. Cada estria tem dentes de seção transversal quadrada, mas estes têm sido suplantados por dentes de involuta para estrias. A forma do dente de involuta é universalmente usada em engrenagens, e as mesmas técnicas de corte são usadas na manufatura de estrias. O dente de involuta tem menos concentração de tensões que um dente quadrado e é mais forte. A SAE define padrões tanto para estrias de dente de forma quadrada quanto de involuta, e a ANSI publica padrões de estrias de involuta.

Segundo Lima e Raulino (2015) a utilização de conexões estriadas consiste em uma boa solução para a transmissão de elevados torques e concomitantemente elevadas potências de diversos tipos de sistemas mecânicos. Também possuem vantagens quando trabalham sob condições severas, que podem envolver choques ou mesmo cargas cíclicas. Em razão disto, o uso de conexões estriadas apresenta-se interessante, pois podem transmitir elevados carregamentos de forma compacta, eficiente e permitem deslizamento entre os contatos.

Na tabela 1 podemos ver os tipos e características de eixos estriados:

Tabela 1 - Tipos e normas para estrias

Tipos e Normas	Características
 <p>Dentes Retos DIN 5462/63 e 5471/72</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Uso generalizado</li> <li>• Confecção mais econômica</li> <li>• Esforços intermediários</li> <li>• Centragem interna ou pelos flancos</li> </ul> <p><math>d_2</math> = diâmetro nominal do eixo</p>
 <p>Dentes Triangulares DIN 5481</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Uso generalizado</li> <li>• Indicado p/ altas rotações</li> <li>• Grande número de dentes permite um ajuste deslizante praticamente sem folgas</li> </ul> <p><math>d_1</math> = diâmetro nominal do eixo <math>d_5</math> = diâmetro médio</p>
 <p>Dentes Evolventes DIN 5482</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Utiliza um ângulo evolvente <math>\alpha = 30^\circ</math></li> <li>• Indicado p/ produção seriada</li> <li>• Comum na indústria automobilística</li> <li>• Grande número de dentes permite um ajuste deslizante praticamente sem folgas</li> </ul> <p><math>d_1</math> = diâmetro nominal do eixo <math>d_3</math> = diâmetro primitivo do dentado</p>

Fonte: Adaptado de (MELCONIAN 2012)

Lima e Raulino (2015) também dizem que nos primeiros eixos estriados dotavam-se de diversos dentes usinados no próprio eixo, no qual os lados de cada dente são paralelos entre si. Posteriormente novos perfis foram desenvolvidos, baseados em um perfil envolvente cujos lados possuem uma inclinação, semelhantes aos dentes de engrenagens. O perfil envolvente possui algumas vantagens sobre o perfil de face plana, proporcionando uma gradativa substituição do mesmo, porém o perfil de face plana continua a ser utilizado devido a sua simplicidade geométrica.

## 2.4 Forças aplicadas

Os tópicos a seguir relatam as teorias aplicadas para os memoriais de cálculo.

### 2.4.1 Momento (força torque)

Os esforços ao qual iremos submeter nosso projeto serão iguais para todas as situações, para que possamos usar de parâmetro comparativo mais tarde em nossa conclusão quanto a sua melhoria. Usaremos para basear nosso projeto, esforços de torque e máxima rotação de uma caminhonete real, passados por informações da ficha técnica do veículo.

As Juntas Deslizantes que iremos avaliar é da caminhonete S10 2.5 LT 16V FLEX 4P AUTOMÁTICA, e a seguir estão suas informações relevantes para as análises, obtidas de acordo com o fabricante (CHEVROLET DO BRASIL, 2022):

- Torque Máximo: 26,3 kgf.m (257,91 N.m);
- Rotação p/ Torque: 4400 rpm.

Serão analisadas para a “situação 1” o caso de cada peça individualmente, onde poderemos avaliar comportamento relacionado ao Torque (T), em seguida irei analisar o comportamento do conjunto montado com relação a esse mesmo Torque.

### 2.4.2 Força esmagamento

De acordo com Melconian (2012), para a Junta Deslizante, as forças que devemos considerar seguem o padrão de eixos dentados, pois devido ao número grande de dentes em contato, raramente sofre cisalhamento. O que nos faz se atentar para a força de esmagamento no dente e que definimos como força de contato (Fc) em cada dente segundo a fórmula:

$$F_c = \frac{4T}{3Zr} \quad (\text{N}) \quad (1)$$

Sendo r para norma 5482:

$$r = \frac{d1}{2} \quad (\text{m}) \quad (2)$$

Sendo r para norma 5463:

$$r = \frac{d2 - d1}{4} \quad (\text{m}) \quad (3)$$

Para a “situação 2” iremos utilizar a “Eq. (1)” para avaliar o comportamento da peça com relação a essa força de contato nos dentes das ponteiros e luvas individualmente. As medidas utilizadas estão descritas para cada peça no capítulo de “Métodos e Processos”.

De acordo com a fórmula acima, a força aplicada no dente da peça original feita segundo norma DIN 5482, será:

$$F_c = \frac{4 \times 257,91}{3 \times 31 \times \frac{(0,035)}{2}}$$

$$F_c = \frac{1031,64}{1,6275}$$



$$F_c = 633,88 \text{ N}$$

E a força aplicada no dente da peça do projeto que estamos propondo o uso segundo norma DIN 5463, será:

$$F_c = \frac{4 \times 257,91}{3 \times 16 \times \frac{(0,035 + 0,03)}{4}}$$

$$F_c = \frac{1031,64}{0,78}$$

$$F_c = 1322,62 \text{ N}$$

## 2.5 Material e propriedades

O material predominantemente usado em um eixo *cardan* e que será considerado tanto para o projeto original, quanto no projeto proposto, é o aço SAE 1045 e conforme a GGD Metals (2016), visto a sua ampla aplicação na indústria (empregado na fabricação de eixos, cilindros, pinos, ferrolhos, parafusos, grampos, braçadeiras, pinças e pregos) e suas características mecânicas, se trata de um material com boa temperabilidade e boa relação entre resistência mecânica e tenacidade.

E quanto as suas características relevantes a nossa pesquisa diz, “o aço SAE 1045 é um aço carbono com médio teor de carbono em sua composição química, com resistência mecânica entre 570 e 700 MPa” (FUNDIÇÃO MARTINELLI, 2018).

## 2.6 Falhas

De acordo com Melconian (2018), os elementos estruturais e os componentes de máquinas são projetados de modo que o material que os compõem, sendo material dúctil, não venha a escoar pela ação dos carregamentos esperados. Dessa forma quando o engenheiro precisa elaborar um projeto com um determinado material, o mesmo deve estabelecer um limite superior para o estado de tensão que defina a falha do material. Se o material for dúctil, geralmente a falha será especificada pelo início do escoamento; se o material for frágil, ela será especificada pela fratura. Esses modos de falha são prontamente definidos se o elemento estiver submetido a um estado de tensão uniaxial, como no caso de tensão simples, caso o elemento esteja submetido a estados de tensão biaxial ou triaxial, o critério para ruptura fica mais difícil de estabelecer.

Segundo Lima (2020), um ensaio de tração é relativamente fácil de ser feito usando os procedimentos descritos nas normas de ensaios de materiais e os resultados estão disponíveis para diversos materiais. Porém, para se aplicar os resultados de um ensaio de tração (ou de um ensaio de compressão, ou de um ensaio de torção) a um elemento que esteja submetido a um carregamento multiaxial é necessário se considerar o mecanismo real de falha. Ou seja, a falha foi causada porque:

- a tensão normal máxima atingiu um valor crítico ou;
- a tensão cisalhante máxima atingiu o seu valor crítico ou;
- a energia de deformação ou alguma outra variável atingiu seu valor crítico.



### 2.6.1 Torque excessivo

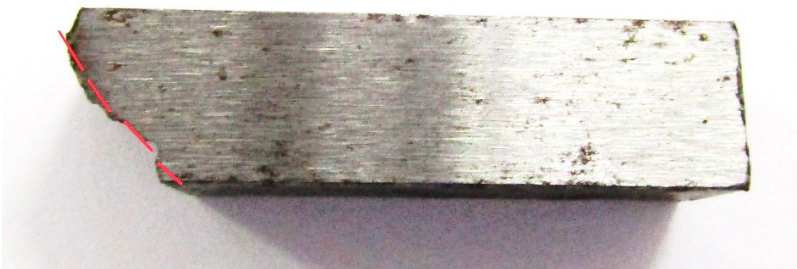
Para Lima (2020) quando um elemento constituído por um material frágil é submetido a um teste de torção, ocorre falha por fratura, mas em planos de máxima tensão à tração. Desta forma, conclui-se que elementos frágeis são menos resistentes em tração do que em cisalhamento, enquanto elementos dúcteis são menos resistentes em cisalhamento.

As Figuras 4 (a) e (b) demonstram imagens de análise de fratura em dois corpos de prova.

Figura 4 - (a) Corpo de Prova com Fratura Dúctil; (b) Corpo de Prova com Fratura Frágil



(a) material dúctil



(b) material frágil

Fonte: Elaborada pelo autor.

Além de fraturas ocasionadas pelo torque excessivo em um *cardan*, a Leax (2021) diz que, as principais falhas em um *cardan* são:

### 2.6.2 Vibrações no eixo

Com a falta de um balanceamento correto, o eixo *cardan* pode apresentar algumas vibrações. Mas esse sinal também pode ser indicativo de desgaste na peça ou falhas na fabricação da peça. Outro problema que pode gerar a vibração é o empenamento do tubo do *cardan*. Nesse caso, é necessário desempenhar e fazer o balanceamento. Em toda situação, leve o veículo a um mecânico especializado em balanceamento.

### 2.6.3 Ruídos

Esse eixo foi projetado para funcionar de forma silenciosa. Assim, se você escutar ruídos, pode ser que haja algum problema. Esse problema pode ser uma folga, por exemplo. Um profissional saberá fazer a revisão para determinar a causa do ruído.

### 2.6.4 Folgas

As folgas também indicam necessidade de manutenção. Elas podem ser geradas por diversos motivos. Por exemplo, a falta de lubrificação adequada, mau uso do veículo (como a sobrecarga), falta de limpeza ou má instalação.

A manutenção do eixo *cardan* é muito importante. Além de comprometer o funcionamento do veículo, a quebra dessa peça pode gerar danos em outros componentes, o que encarece ainda mais seu conserto.

### 2.6.5 Fadiga

Outra falha que tem uma grande responsabilidade por quebra ou manutenção de um eixo *cardan* é a fadiga, e segundo Schön (2009) fadiga é um processo de degradação das propriedades mecânicas de um material que se caracteriza pelo crescimento lento de uma ou mais trincas sob a ação de carregamento dinâmico, levando eventualmente a fratura.

Wöhler (1860) *apud* Schön (2009), propôs três leis que até hoje são relevantes:

I – Um material pode ser induzido a falhar pela múltipla repetição de tensões, que isoladamente são menores que a da resistência estática (ou seja, dos limites de escoamento e de resistência);

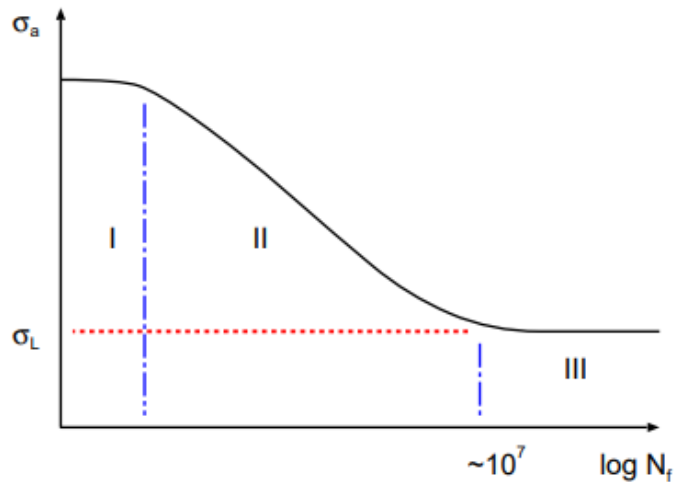
II – A amplitude de tensão é decisiva para a destruição da coesão do metal;

III – A tensão máxima influencia apenas no sentido de que quanto maior ela for, menores são as amplitudes de tensão que levam à falha (ou seja, um aumento da tensão média reduz a resistência à fadiga do material para uma dada amplitude de tensão).

### 2.6.6 Curva S-N

Schön (2009) explica que a curva S-N pode ser dividida em três regiões, conforme figura 5:

Figura 5 - Curva S-N



Fonte: Schön (2009).

I - Para amplitudes de tensão próximas ao valor da resistência estática (ou seja, do limite de resistência) a curva apresenta um patamar de saturação, ou seja, se a falha não ocorre no primeiro ciclo é provável que ela venha a ocorrer apenas muito mais tarde (por exemplo, após 100 ciclos).

II - Para amplitudes de tensão intermediárias há um aumento da resistência à fadiga com a diminuição da amplitude de tensão. Este é o domínio usual de trabalho da maioria dos materiais.

III - Para amplitudes de tensão menores que um dado valor mínimo (conhecido como limite de fadiga,  $\sigma_L$ ) a fratura passa a ocorrer num valor virtualmente infinito de ciclos.

Sendo Vida (N) para Melconian (2012), correspondente ao número de ciclos para que um determinado corpo de prova ou peça falhe sob um certo nível de tensão. A vida pode ser medida em ciclos ou horas de funcionamento.

### 2.6.7 Tensão limite a fadiga ( $S_e$ )

Para Melconian (2012), um tópico importante na teoria de fadiga é a caracterização do limite de resistência à fadiga ( $S_n$ ) em função das demais propriedades mecânicas. Muitos experimentos foram feitos e se concluiu que o valor do limite de resistência a fadiga varia para os diferentes tipos de aços, apesar do número de ciclos permanecer constante em torno de  $10^6$  ciclos.

Segundo Norton (2013) as resistências à fadiga ou a limites de fadiga obtidos de ensaios com corpos de prova padrão ou de estimativas baseadas em testes estáticos devem ser modificadas para considerar, em seus valores finais, as diferenças físicas entre os corpos de prova e a peça real que está sendo projetada. Diferenças de temperatura e de meio ambiente (umidade, efeitos de corrosão, etc.) entre as condições do ensaio e as condições a que a peça estará submetida no futuro (condições reais) devem ser levadas em consideração, além das diferenças na maneira de aplicação do carregamento. Esses e outros fatores estão incorporados dentro de um conjunto de fatores de redução da resistência que são, depois, multiplicados pela estimativa teórica para se obter a resistência à fadiga corrigida ou o limite

de fadiga corrigido para uma aplicação em particular. Onde  $S_e$  representa o limite de fadiga corrigido para um material que exibe um ponto de inflexão em sua curva S-N e  $S_f$  representa a resistência à fadiga corrigida, definida para um número particular de ciclos N, correspondente a um material que não apresenta ponto de inflexão.

Também de acordo com Melconian (2012), o limite de resistência à fadiga é dado em função de  $S_e$  pela equação de Marin:

$$S_e = \frac{S_r}{2} * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f \quad (4)$$

\* $K_a$  = fator de modificação de carga;

\* $K_b$  = fator de confiabilidade;

\* $K_c$  = fator diverso, tensões residuais, corrosão, revestimentos;

\* $K_d$  - fator de modificação de condição de superfície;

\* $K_e$  = fator de modificação de tamanho para eixos;

\* $K_f$  = fator de modificação de temperatura;

$S_r$  = limite de resistência de corpo de prova do tipo viga rotativa

$S_e$  = limite de resistência no local crítico de uma peça de máquina na geometria e na condição de uso.

\*Esses fatores são os chamados Fatores de Marin.

De acordo com dados retirados da teoria do projeto, seguimos a Eq. (4) para obter o limite de resistência à fadiga para as duas situações solicitadas e em nossas peças seguiremos os valores para cada coeficiente (NORTON, 2013):

- Situação 1, limite de resistência em momento torçor:

$$S_e = \frac{530}{2} * 1 * 0,702 * 1,01 * 0,8 * 0,842 * 1$$

$$S_e = 126,6 \text{ MPa}$$

- Situação 2, limite de resistência em força axial nas estrias:

$$S_e = \frac{530}{2} * 0,7 * 0,702 * 1,01 * 0,8 * 0,842 * 1$$

$$S_e = 88,6 \text{ MPa}$$

## 2.7 Resultados

Os tópicos a seguir demonstram os resultados obtidos das análises.

### 2.7.1 Tensão máxima admissível

De acordo com Lima (2020), testes experimentais têm mostrado que o valor da tensão normal no plano de fratura para um estado biaxial de tensões não é significativamente diferente da tensão da fratura  $\sigma_u$  em um teste de tração uniaxial. Portanto, a hipótese da

teoria da tensão normal máxima considera que um elemento constituído de material frágil falha quando a tensão principal máxima no material atinge a tensão normal máxima que o material pode suportar em um teste de tração uniaxial. Esta teoria também admite que falhas em compressão ocorrem na mesma tensão máxima que as falhas em tração.

### 2.7.2 Vida útil

De acordo com Manzini (2002), informações ao consumidor a respeito da vida útil de seus produtos são importantes pois fornecem uma medida do tempo – de um produto e seus materiais, em condições normais de uso – que este pode durar conservando as próprias capacidades (serventias, rendimento, etc.) e o próprio comportamento, em um nível padrão aceito, ou melhor, pré-estabelecido.

Segundo Stringfixer (2022), as definições de vida útil do produto variam de acordo com os aspectos nos quais os pesquisadores estão interessados. Geralmente, a vida útil real do produto se refere ao tempo real em que um produto existe em um determinado estado. <sup>[11]</sup> Em contraste, a vida útil esperada do produto refere-se às expectativas dos usuários para a vida útil de um produto. <sup>[10]</sup> Além disso, a vida útil real e esperada do produto é influenciada pela durabilidade e longevidade.

Para Manzini (2002), os aspectos que influem na análise da vida útil de um produto são a previsão do tempo de vida, a quantidade de uso, o tempo de duração das operações ou a vida de prateleira (armazenagem). Por outro lado, as principais razões para eliminação ou término da vida útil de um produto são a degradação de suas propriedades ou fadiga estrutural, causadas pelo uso intensivo; a degradação devido a causas naturais ou químicas; danos causados por incidentes ou uso próprio; obsolescência tecnológica; e obsolescência cultural e estética.

### 2.7.3 Fator de carga (coeficiente de segurança)

De acordo com Melconian (2018), a escolha de um coeficiente de segurança baixo pode levar à estrutura a possibilidade de ruptura e a escolha de um coeficiente de segurança alto pode levar a um projeto antieconômico. Consideração de alguns fatores que influenciam na escolha do coeficiente de segurança:

- Modificações que ocorrem nas propriedades dos materiais
- O número de vezes em que a carga é aplicada durante a vida da estrutura ou máquina
- O tipo de carregamento para o qual se projeta, ou que poderá atuar futuramente
- O modo de ruptura que pode ocorrer
- Métodos aproximados e análise
- Deterioração que poderá ocorrer no futuro devido à falta de manutenção ou por causas naturais imprevisíveis
- A importância de certo membro para a integridade de toda a estrutura.

Existe a consideração de ordem prática que às vezes exige um coeficiente de segurança relativamente baixo (com um projeto muito bem-feito). Por exemplo, altos coeficientes de segurança podem trazer efeitos inaceitáveis no peso de um avião.

### 3 METODOLOGIA

Abaixo definiremos as principais peças do *cardan* original e do conjunto proposto, com seus respectivos esforços, pontos de engaste e informações relevantes, as quais pretendemos alterar e mais para frente validar com os resultados das simulações.

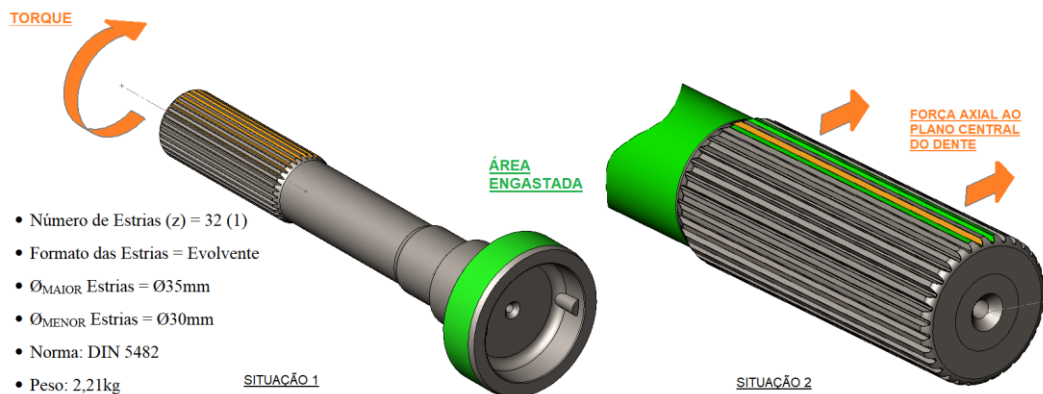
#### 3.1 Situação atual

O projeto original que é usado na S10 possui um *cardan* montado com o conjunto Ponteira Deslizante/Luva conforme medidas descritas abaixo:

##### 3.1.1 Ponteira

A seguir a análise geométrica da ponteira conforme figura 6.

Figura 6 - Análise da ponteira.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Situação 1: O engaste da ponteira será feito na base (verde) que é ligado por solda no tubo do eixo, e um torque de 257,91 N.m será aplicado no sentido da seta (laranja) em todos os dentes por igual, distribuindo a força;

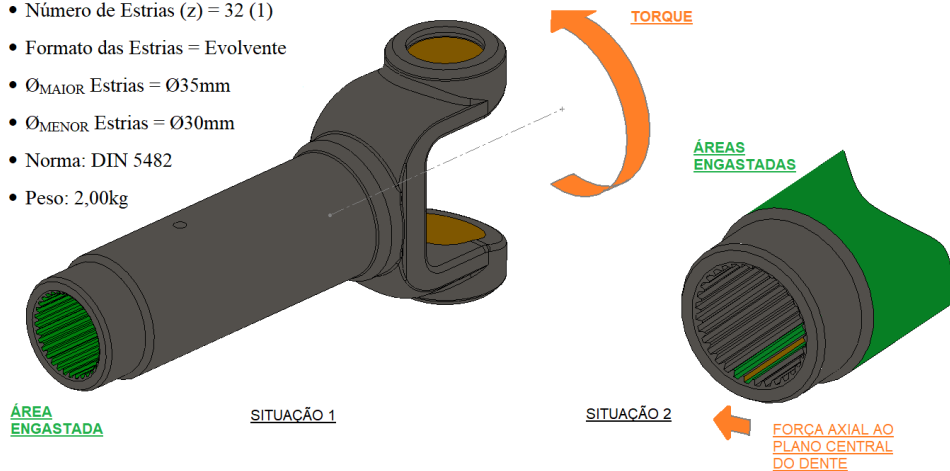
Situação 2: Também será aplicada uma força linear de esmagamento de 633,88 N na parede do dente (laranja), verticalmente a um plano central e sendo que o restante do corpo da ponteira devem estar engastados (verde).

##### 3.1.2 Luva

A seguir a análise por geométrica sobre a luva conforme figura 7.

**Figura 7 - Análise da luva.**

- Número de Estrias (z) = 32 (1)
- Formato das Estrias = Evolvente
- $\varnothing_{\text{MAIOR}}$  Estrias =  $\varnothing 35\text{mm}$
- $\varnothing_{\text{MENOR}}$  Estrias =  $\varnothing 30\text{mm}$
- Norma: DIN 5482
- Peso: 2,00kg



Fonte: Elaborada pelo autor.

Situação 1: O engaste da luva será feito em todos os dentes internos (verde) e um torque de 257,91 N.m será aplicado no sentido da seta (laranja) no berço de encaixe da cruzeta, dividindo a força em duas áreas;

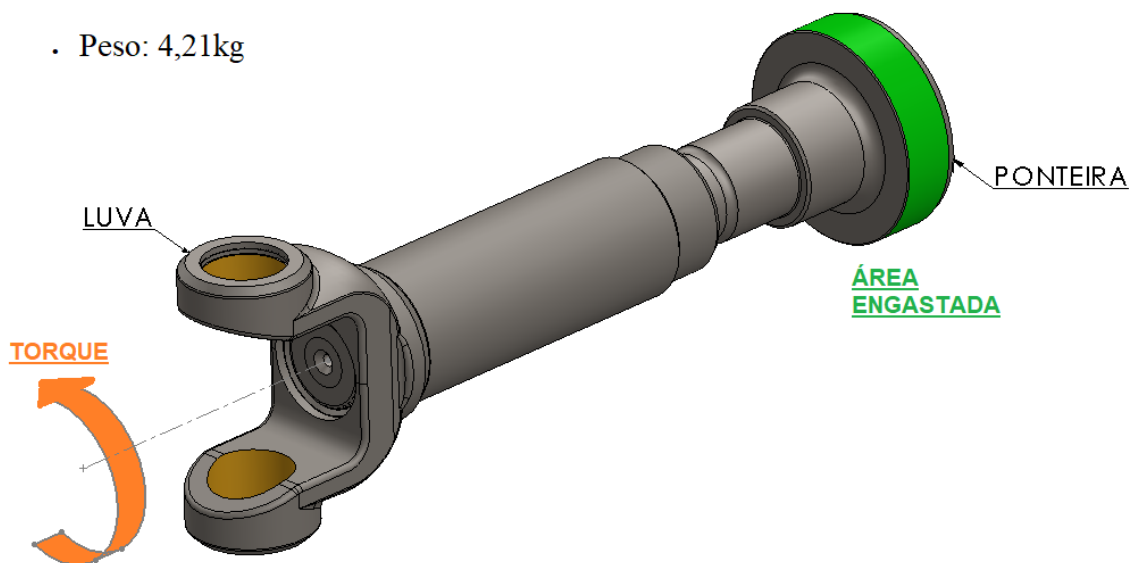
Situação 2: Assim como na ponteira, também será aplicada uma força linear de esmagamento de 633,88 N na parede do dente (laranja), verticalmente a um plano central e com todas as partes do corpo da luva engastadas (verde).

### 3.1.3 Conjunto Montado

A figura 8 demonstra a análise do conjunto montado.

**Figura 8 - Análise do conjunto montado.**

- Peso: 4,21kg



Fonte: Elaborada pelo autor.



Nesse caso, iremos engastar a ponteira na face que é soldada no tubo do *cardan* (verde) e um torque de 257,91 N.m será aplicada no sentido da seta (laranja) no berço de encaixe da cruzeta é montada na luva, conforme figura 8.

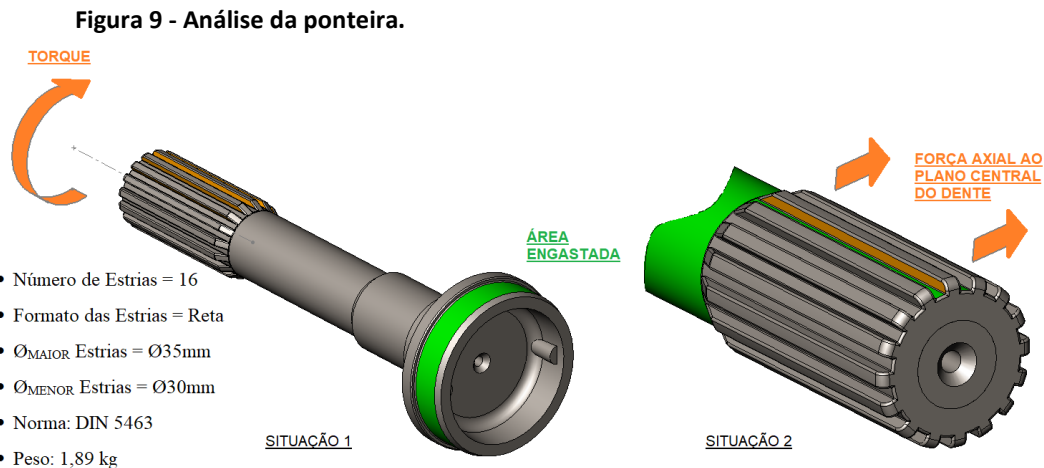
### 3.2 Situação proposta

A seguir iremos apresentar as alterações propostas:

Na parte de transmissão por eixos dentados, iremos alterar os dentes de tipo “evolvente - DIN 5482” para uma alternativa da norma “DIN 5463 com dentes duplicados”, que pode atender ao mesmo tempo a viabilidade de custo do produto devido a facilidade de produção e menor quantidade de material, e manter sua resistência e vida útil:

#### 3.2.1 Ponteira

Segue a análise geométrica da ponteira conforme figura 9.



Fonte: Elaborada pelo autor.

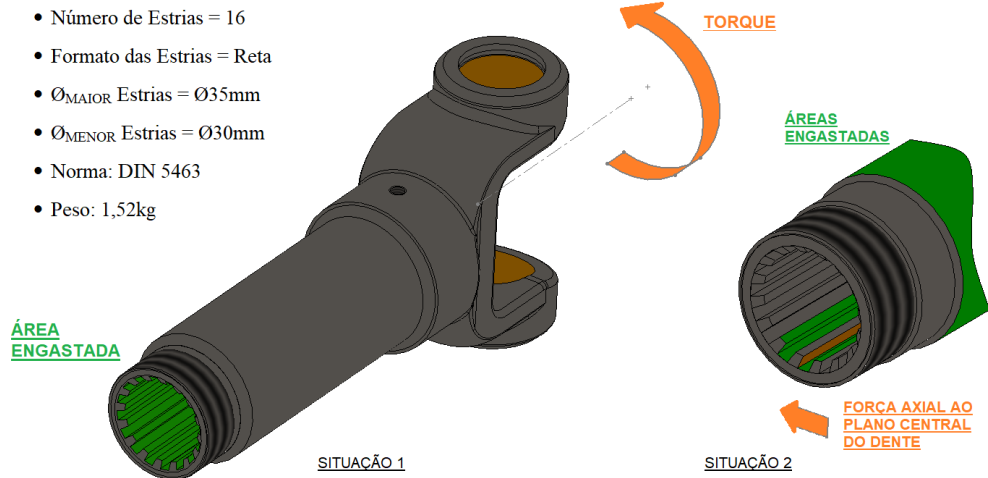
Situação 1: O engaste da ponteira será feito na base (verde) que é ligado por solda no tubo do eixo, e um torque de 257,91 N.m será aplicado no sentido da seta (laranja) em todos os dentes por igual, distribuindo a força;

Situação 2: Também será aplicado uma força linear de esmagamento de 1322,62 N na parede do dente (laranja), verticalmente a um plano central e sendo que o restante do corpo da ponteira deve estar engastado (verde).

#### 3.2.2 Luva

Análise do engaste da luva conforme figura 10.

**Figura - 10: Análise da luva.**



Fonte: Elaborada pelo autor.

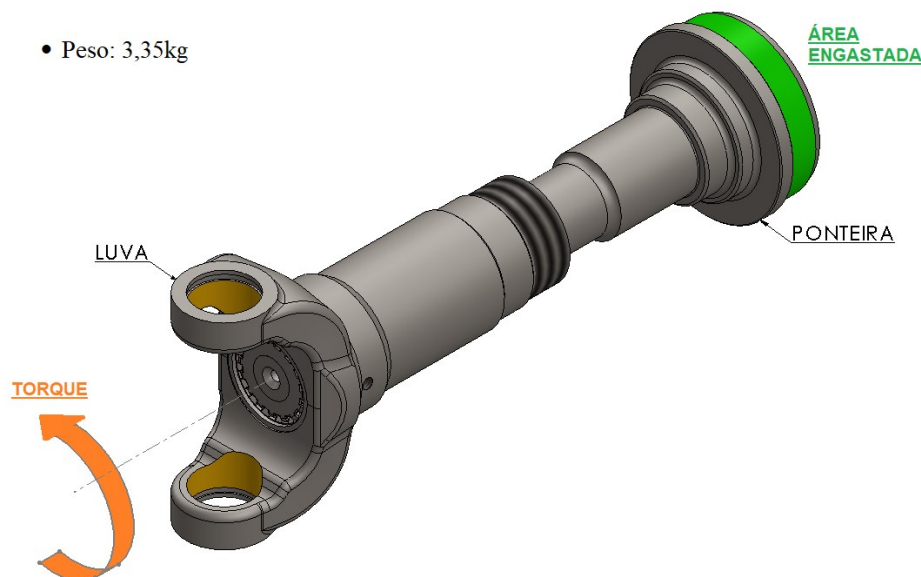
Situação 1: O engaste da luva será feito em todos os dentes internos (verde) e o torque de 257,91 N.m será aplicado no sentido da seta (laranja) no berço de encaixe da cruzeta, dividindo a força em duas áreas;

Situação 2: Assim como na ponteira, também será aplicado uma força linear de esmagamento de 1322,62 N na parede do dente (laranja), verticalmente a um plano central e com todas as partes do corpo da luva engastadas (verde).

### 3.2.3 Conjunto Montado

A figura 11 demonstra o engaste do conjunto montado.

**Figura 11 - Análise do conjunto montado.**



Fonte: Elaborada pelo autor.

Nesse caso, iremos engastar a ponteira na face que é soldada no tubo do *cardan* (verde) e um torque de 257,91 N.m será aplicado no sentido da seta (laranja) no berço de encaixe da cruzeta é montada na luva.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para todas as análises foram usadas malhas de segunda ordem mescladas com base em curvatura de #10x2, seguindo todos os parâmetros do material SAE 1045 na biblioteca do SolidWorks e acrescentando a resistência à fadiga do mesmo, todas as unidades usadas estão no Sistema Internacional (SI) e as tensões escolhidas segundo a teoria de Von Mises e depois de diversas análises, chegamos aos seguintes resultados:

### 4.1 Análise comparativa para ponteira

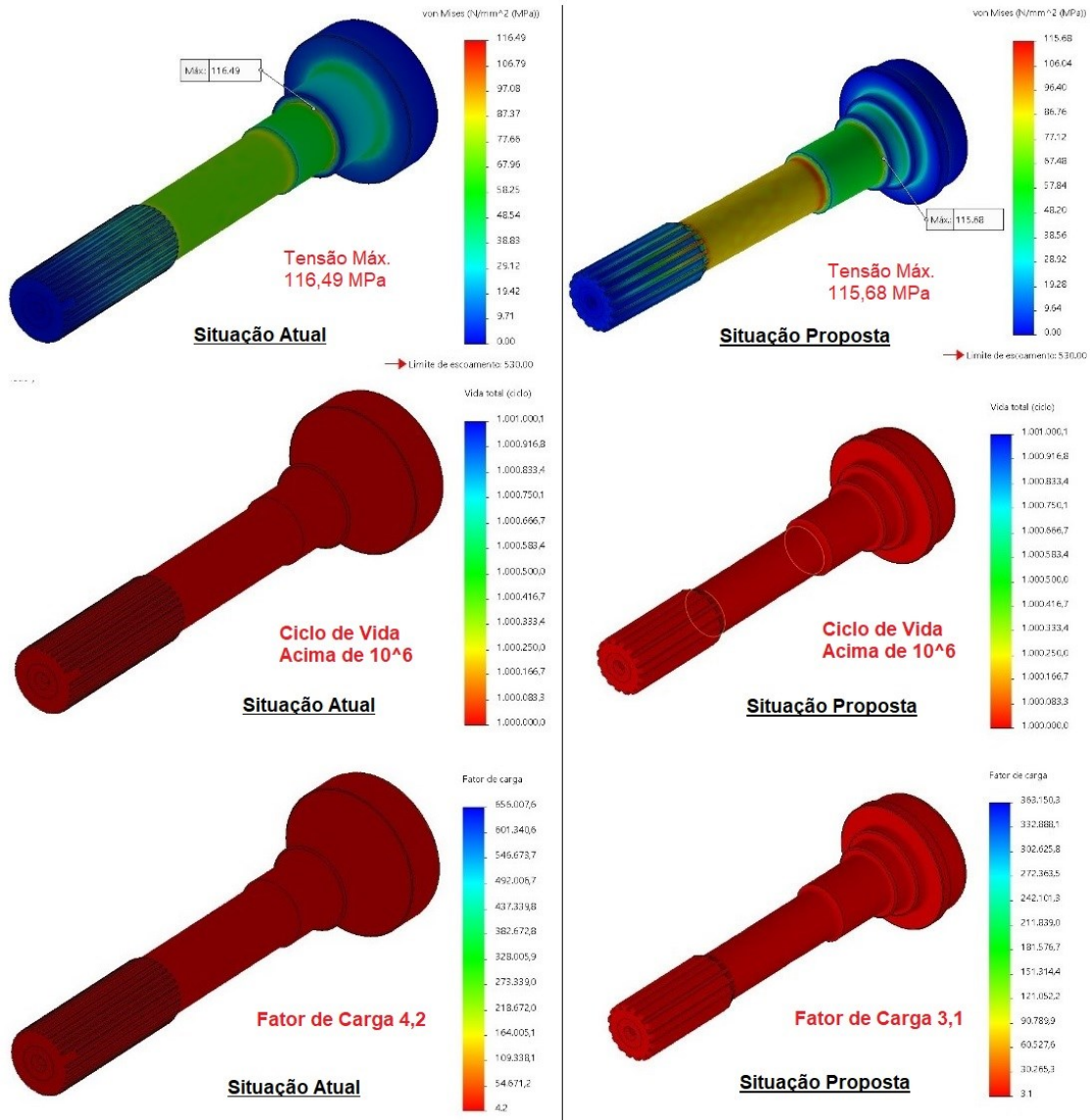
A seguir destacam-se pontos relacionados a análise comparativa para a ponteira.

#### 4.1.1 Resultado para torção no corpo

Situação Atual: Para a análise de força no sentido de giro (torque - T), a Tensão Máxima ( $S_{m\acute{a}x.}$ ) encontrada foi de 116,49 MPa na parede de encosto do rolamento, sendo que outros pontos também sofrem esses esforços, como próximo a região final dos dentes; podemos notar que essa tensão está abaixo da tensão de limite à fadiga, o que condiz com um ciclo de vida superior a  $10^6$ , o que pode ser considerado “vida infinita”; E o fator de carga indica que a peça está considerando um coeficiente de segurança de 4,2. Veja a figura 12.

Situação Proposta: Para a análise de força no sentido de giro (torque - T), a Tensão Máxima ( $S_{m\acute{a}x.}$ ) encontrada foi de 115,68 MPa exatamente no mesmo ponto da ponteira anterior, na parede de encosto do rolamento e próximo a região final dos dentes; Podemos notar que essa tensão se mantém abaixo da tensão de limite à fadiga, o que condiz com um ciclo de vida superior a  $10^6$  (vida infinita); E o fator de carga indica que a peça está considerando um coeficiente de segurança de 3,1 que é um pouco menor do que a original, porém ainda com uma boa margem de segurança. Veja a figura 12.

Figura 12 - Análises de tensão máxima, ciclo de vida e fator de carga no sentido de giro das ponteiros.



Fonte: Elaborada pelo autor.

#### 4.1.2 Resultado para esmagamento no dente

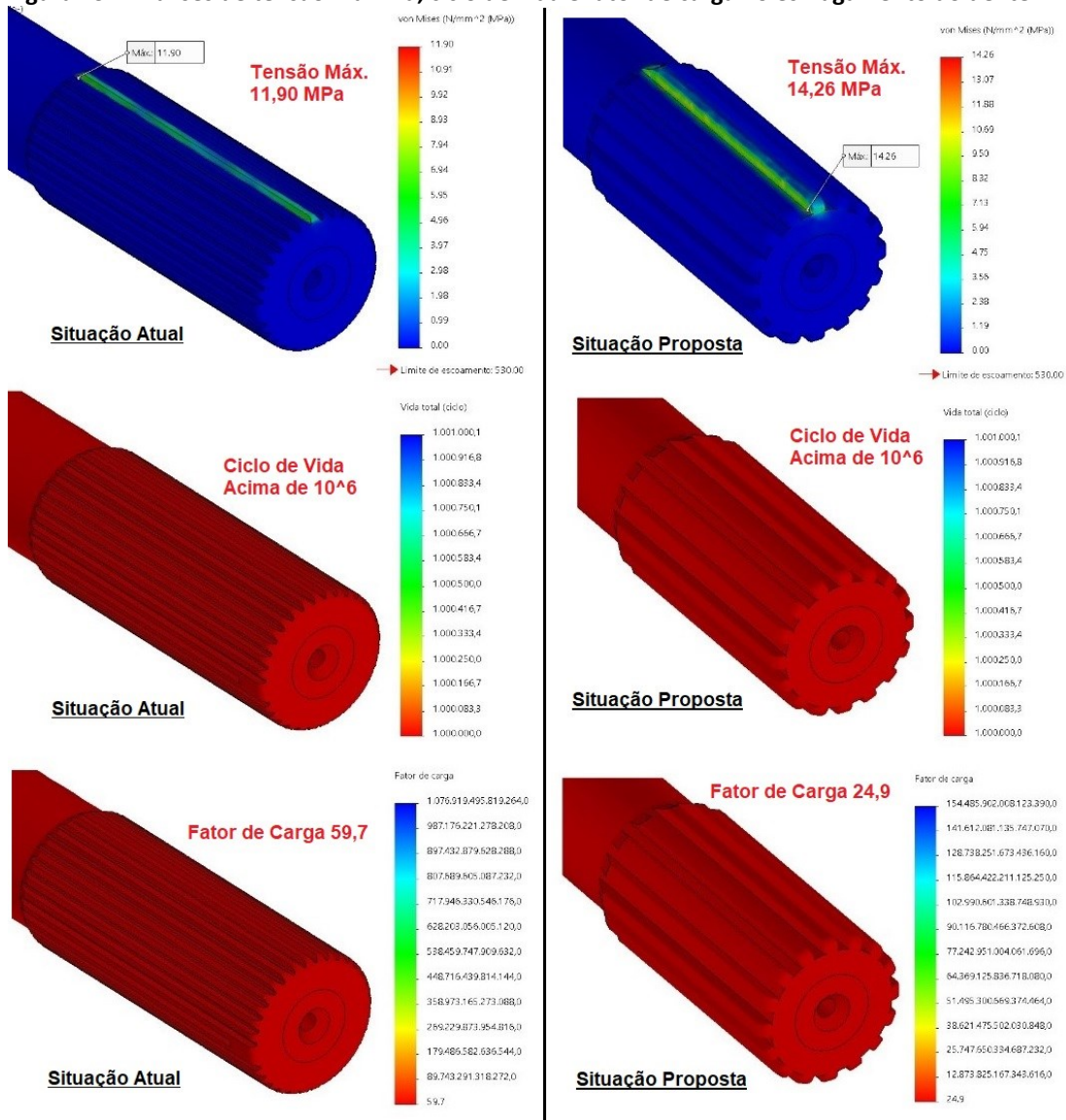
Situação Atual: Para a análise de força de esmagamento no dente ( $F_c$ ), a Tensão Máxima ( $s_{m\acute{a}x.}$ ) encontrada foi de 11,90 MPa na base do dente, sendo uniforme em toda área de contato do dente; Notamos que essa tensão também está abaixo da tensão de limite à fadiga assim como na análise por torção, o que condiz com um ciclo de vida superior a  $10^6$ , o que pode ser considerado “vida infinita”; E o fator de carga (coeficiente de segurança) nos dentes relacionado com o esforço calculado de pressão por esmagamento é de 59,7 o que podemos entender até como superdimensionado para a carga. Veja a figura 13.

Situação Proposta: Para a análise de força de esmagamento no dente ( $F_c$ ), a Tensão Máxima ( $s_{m\acute{a}x.}$ ) encontrada foi de 14,26 MPa na ponta do dente, assim como na primeira situação de torque, Notamos que essa tensão também está abaixo da tensão de limite à fadiga assim como no projeto atual, o que condiz com um ciclo de vida superior a  $10^6$ , que pode ser

considerado “vida infinita”; E o fator de carga (coeficiente de segurança) nos dentes relacionado com o esforço calculado de pressão por esmagamento é de 24,9 o que podemos entender até como superdimensionado para a carga. Veja a figura 13.

A tensão no dente aumentou devido ao seu formato diferente e a menor quantidade de dentes. Podemos notar também que assim como aumentou a tensão máxima, houve também uma redução no coeficiente de segurança do produto, porém apesar dessa redução a peça ainda está trabalhando em ciclo de vida infinita.

**Figura 13 - Análises de tensão máxima, ciclo de vida e fator de carga no esmagamento do dente.**



Fonte: Elaborada pelo autor.

## 4.2 Análise comparativa para luva

A seguir demonstra-se a análise comparativa para a Luva.

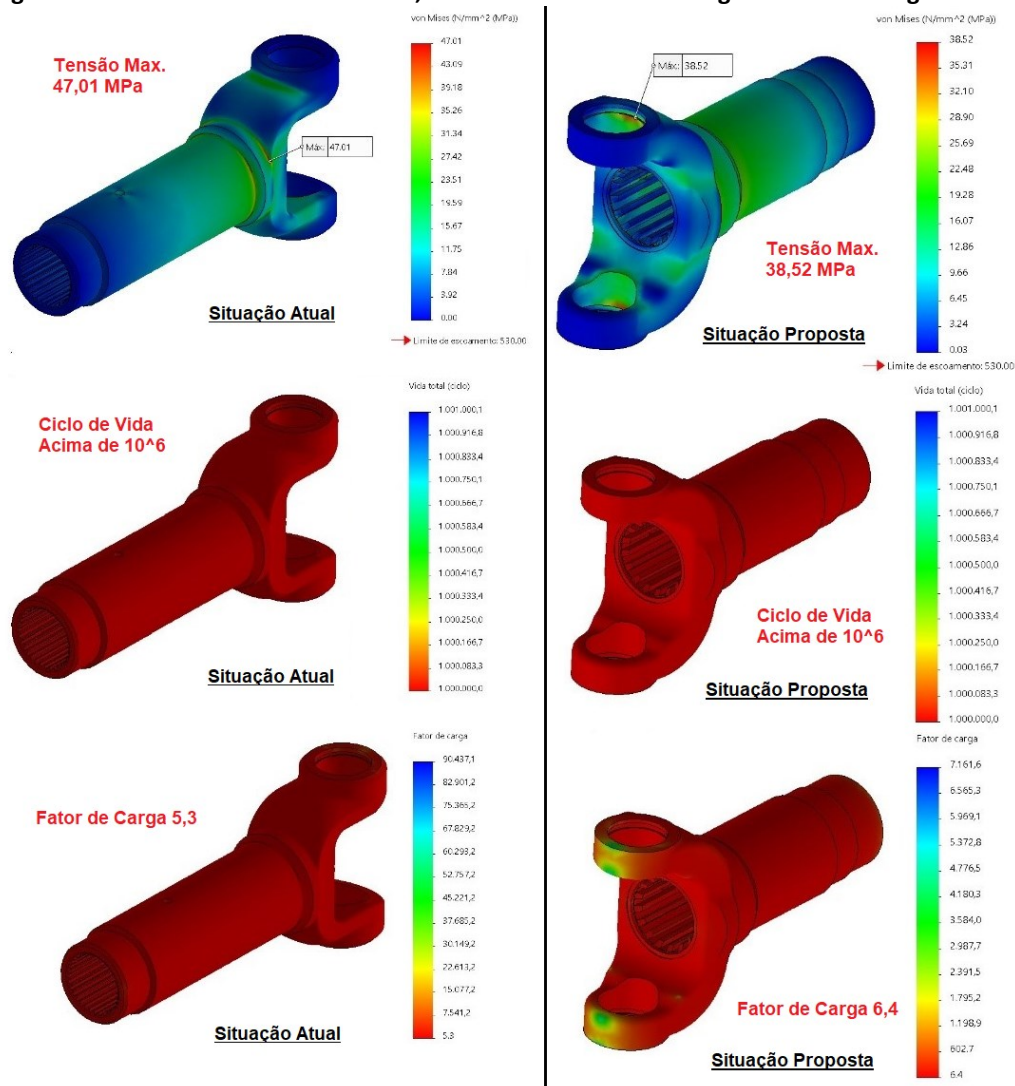


#### 4.2.1 Resultado para torção no corpo

Situação Atual: Para a análise de força no sentido de giro (torque - T), a Tensão Máxima ( $S_{m\acute{a}x.}$ ) encontrada foi de 47,01 MPa no corpo externo da luva, outros pontos críticos verificados foram as paredes que fixam a cruzeta e na geometria externa da peça; nota-se que essa tensão está abaixo da tensão de limite à fadiga, o que condiz com um ciclo de vida superior a  $10^6$ , que pode ser considerado “vida infinita”; E o fator de carga indica que a peça está considerando um coeficiente de segurança de 5,3. Veja a figura 14.

Situação Proposta: Para a análise de força no sentido de giro (torque - T), a Tensão Máxima ( $S_{m\acute{a}x.}$ ) encontrada foi de 38,52 MPa na face de encosto da cruzeta, outros pontos críticos verificados foram as paredes externas e na geometria fundida da peça; Notasse que essa tensão está abaixo da tensão de limite à fadiga, o que condiz com um ciclo de vida superior a  $10^6$ , que pode ser considerado “vida infinita”; E o fator de carga indica que a peça está considerando um coeficiente de segurança de 6,4. Veja a figura 14.

Figura 14 - Análises de tensão máxima, ciclo de vida e fator de carga no sentido de giro das luvas.



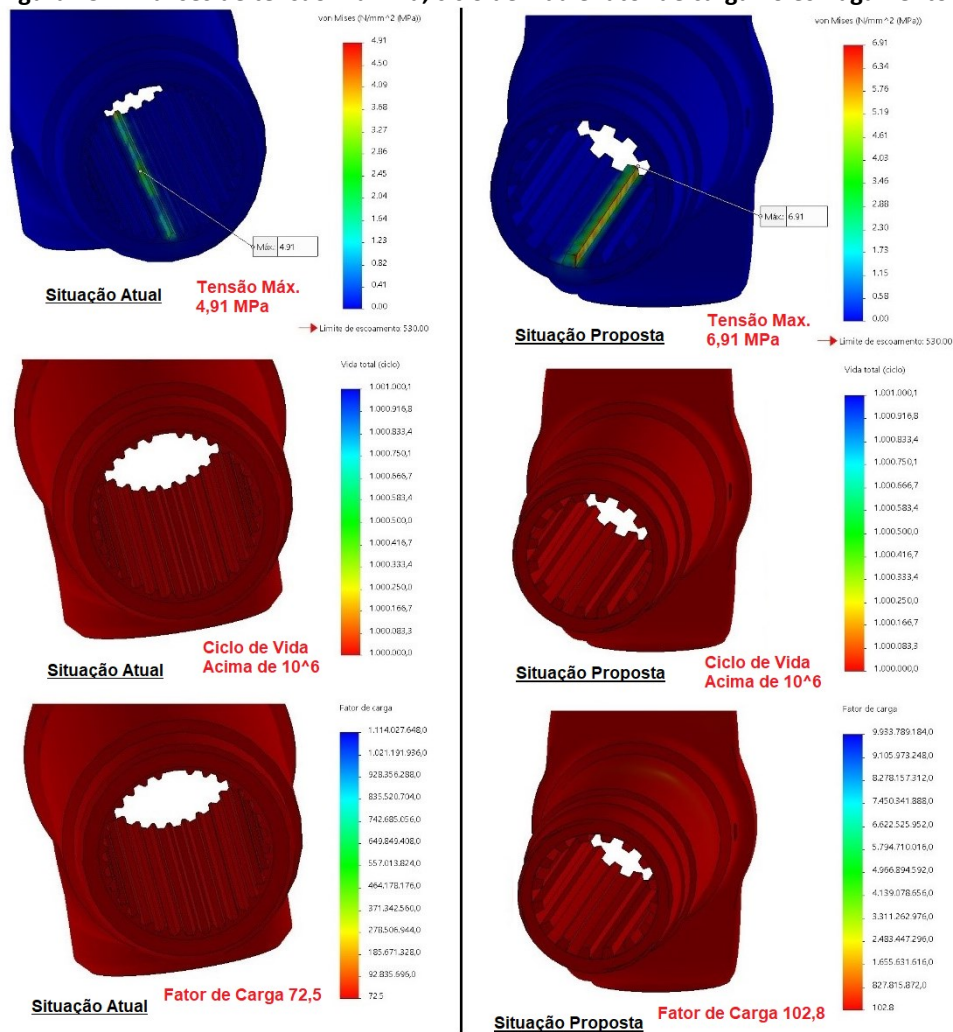
Fonte: Elaborada pelo autor.

#### 4.2.2 Resultado para esmagamento no dente

Situação Atual: Para a análise de Esmagamento no dente ( $F_c$ ), a Tensão Máxima ( $s_{m\acute{a}x.}$ ) foi de 4,91 MPa na parede do dente, podendo notar que a região central de contato do dente é onde se encontra o maior esforço; A tensão também está bem abaixo da tensão de limite à fadiga, o que condiz com um ciclo de vida superior a  $10^6$ , o que pode ser considerado “vida infinita”; E o fator de carga (coeficiente de segurança) relacionando com o esforço calculado de pressão por esmagamento é de 72,5 o que, assim como nas estrias da ponteira, podemos entender até como superdimensionado para a carga. Veja a figura 15.

Situação Proposta: Para a análise de Esmagamento no dente ( $F_c$ ), a Tensão Máxima ( $s_{m\acute{a}x.}$ ) foi de 6,91 MPa na parede do dente, podendo notar que o maior esforço se encontra distribuído na em toda a área da estria, na sua parte superior; A tensão também está bem abaixo da tensão de limite à fadiga assim como no projeto atual, portanto possui ciclo de vida superior a  $10^6$ , o que pode ser considerado “vida infinita”; E o fator de carga (coeficiente de segurança) relacionando com o esforço calculado de pressão por esmagamento é de 102,8 o que, assim como nas estrias da ponteira, podemos entender até como superdimensionado para a carga. Veja a figura 15.

Figura 15 - Análises de tensão máxima, ciclo de vida e fator de carga no esmagamento do dente.



Fonte: Elaborada pelo autor.

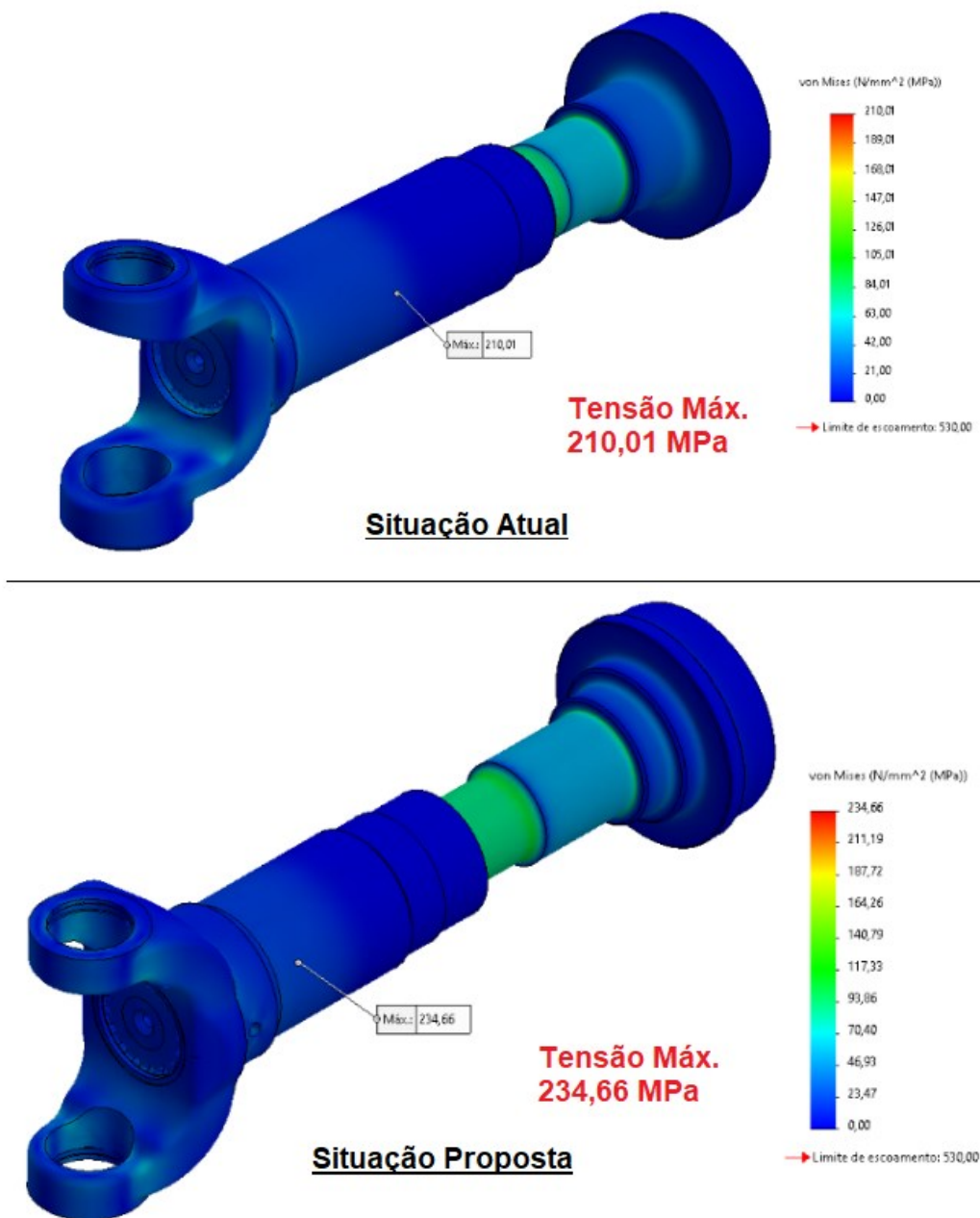


### 4.3 Análise comparativa para conjunto montado

Para a análise de força no sentido de giro (torque - T), a Tensão Máxima ( $S_{m\acute{a}x.}$ ) encontrada foi de 210,01 MPa na região central do conjunto, onde se encontram os dentes e o esforço por contato é maior. Veja a figura 16.

Para a análise de torque a Tensão Máxima ( $S_{m\acute{a}x.}$ ) foi de 234,66 MPa na região central que se encontram os dentes e onde o esforço por contato é maior. Na perspectiva geral, o conjunto sofreu maior tensão, muito devido a combinação do número menor de dentes e seus formatos, porém esses pontos continuam na mesma posição, o que mostra um padrão de distribuição da força no conjunto. Veja a figura 16.

Figura 16 - Análises de tensão máxima no sentido de giro dos conjuntos montados.



Fonte: Elaborada pelo autor.

#### 4.4 Tabela Comparativa de Resultados

Segue abaixo uma tabela com os dados simplificados para efeito comparativo entre as peças do projeto atual e peças do projeto proposto pelo estudo:

Tabela 2 - Tabela de Resultados para Comparação

<b><u>Tabela de Comparativa de Resultados</u></b>		
	<b><u>Situação Atual</u></b>	<b><u>Situação Proposta</u></b>
<b><u>Ponteira</u></b>	<b><u>Limite de Resistência p/ Torque</u></b>	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 116,49 MPa</li> <li>• Vida Infinita (10<sup>6</sup>)</li> <li>• Carga 4,2</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 115,68 MPa</li> <li>• Vida Infinita (10<sup>6</sup>)</li> <li>• Carga 3,1</li> </ul>
	<b><u>Resistência p/ Esmagamento no Dente</u></b>	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 11,90 MPa</li> <li>• Vida Infinita (10<sup>6</sup>)</li> <li>• Carga 59,7</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 14,26 MPa</li> <li>• Vida Infinita (10<sup>6</sup>)</li> <li>• Carga 24,9</li> </ul>
<b><u>Luva</u></b>	<b><u>Limite de Resistência p/ Torque</u></b>	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 47,01 MPa</li> <li>• Vida Infinita (10<sup>6</sup>)</li> <li>• Carga 5,3</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 38,52 MPa</li> <li>• Vida Infinita (10<sup>6</sup>)</li> <li>• Carga 6,4</li> </ul>
	<b><u>Resistência p/ Esmagamento no Dente</u></b>	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 4,91 MPa</li> <li>• Vida Infinita (10<sup>6</sup>)</li> <li>• Carga 72,5</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 6,91 MPa</li> <li>• Vida Infinita (10<sup>6</sup>)</li> <li>• Carga 102,8</li> </ul>
<b><u>Conjunto Montado</u></b>	<b><u>Limite de Resistência p/ Torque</u></b>	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 210,01 MPa</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 234,66 MPa</li> </ul>

Fonte: Elaborada pelo autor.

## 5 CONCLUSÃO

De acordo com as descrições dos resultados das análises e seguindo as informações da tabela 2, feitas entre as tensões máximas obtidas no projeto atual e tensões máximas obtidas pelo projeto proposto, com as alterações que propusemos, podemos notar que apesar de o projeto proposto sofrer uma maior tensão especificamente nos dentes devido ao formato e a menor quantidade, e no conjunto montado em seu todo, o projeto proposto atingiu as expectativas com base nas características descritas no corpo do artigo. Essas tensões se encontram muito abaixo do limite de resistência à fadiga, e além dessa tensão aceitável, podemos perceber que as análises nos indicam os ciclos de vida acima de  $10^6$  o que é indicado para um projeto pois identifica o produto como “vida infinita”. Quanto ao fator de carga, podemos notar que os coeficientes de segurança indicados estão todos acima de 2 que seria mínimo aceitável no projeto, muitos fatores de carga se encontram até acima do necessário, indicando um possível projeto superdimensionado. Então podemos considerar que é totalmente viável o uso deste formato de estrias no projeto do *cardan*, deixando ainda em aberto o possível uso desse conjunto junta deslizante em *cardans* com necessidade de maiores torques.

Essa junta deslizante por ter um formato de menor complexidade, gera menos custo em sua fabricação, além de como indicado em suas informações gerais, ser um conjunto mais leve, o que pode gerar melhor rendimento na transmissão de força do motor.

Em futuros projetos, fica em aberto a possibilidade de além de alterar as medidas da junta deslizante com novas possibilidades, analisar também novas alterações em outros componentes do *cardan* como: tamanho das cruzetas e diâmetro do tubo. E temos ainda a possibilidades de aplicação de novos materiais.

## REFERÊNCIAS

CHEVROLET DO BRASIL. **Ficha Técnica**. c2022. Disponível em:

[https://www.chevrolet.com.br/bypass/seg1\\_tools/content/chevrolet/lat-am/brazil-quantum-tools/nscwebsite/pt/index/vehicles-n02/picapes/s10-cabine-dupla/versoes-e-ficha-tecnica/technical-specs.config%3Dat\\_25\\_44.html](https://www.chevrolet.com.br/bypass/seg1_tools/content/chevrolet/lat-am/brazil-quantum-tools/nscwebsite/pt/index/vehicles-n02/picapes/s10-cabine-dupla/versoes-e-ficha-tecnica/technical-specs.config%3Dat_25_44.html). Acesso em: 23 mar. 2022.

CRISTAL, E. O.; ENRIQUEZ, H. M. A.; BOGARIN, M. F. G. Análise de um eixo *cardan* de seção dupla. Porto Alegre: 2002. 18 p. Disponível em: <https://www.ufrgs.br/gmap/www-gmap.mecanica.ufrgs.br/html/sumulas/eng03024/projetos/carda.pdf>. Acesso em: 23 mar. 2022.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 5463**: Perfis de cubo estriados e perfis de eixo estriado com flancos retos. Alemanha: DIN, 1937.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 5482**: Perfis de cubo estriados e perfis de eixo estriado com flancos envolventes. Alemanha: DIN, 1973.

GGD METALS. **Aço construção mecânica**. SAE 1045. 2015. Disponível em:

<https://www.ggdmetals.com.br/produto/sae-1045/>. Acesso em: 23 mar. 2022.

LEAX DO BRASIL. **Página inicial**. 2022. Disponível em: <https://leaxdobrasil.com.br/>. Acesso em: 18 de março de 2022.

LIMA, Luciano Rodrigues Ornelas de. **Resmat IV: critério de resistências**. [S. l.: s. n.], 2020.

LIMA, Vinícius Arthur; RAULINO, Wesley Andrade. **Projeto de uma bancada para teste em eixos estriados**. 2015. 186 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, 2015. Disponível em: [https://bdm.unb.br/bitstream/10483/11894/1/2015\\_ViniciusArthurLima\\_WesleyAndradeRaulino.pdf](https://bdm.unb.br/bitstream/10483/11894/1/2015_ViniciusArthurLima_WesleyAndradeRaulino.pdf). Acesso em: 23 mar. 2022.

MACEDO, Cristiano Vargas. **Análise da influência dos parâmetros de retificação cilíndrica na rugosidade média (RA) da luva externa para CARDAN**. 2012. 48 f. Monografia (Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012. Disponível em: <https://lume.ufrgs.br/handle/10183/76547>. Acesso em: 23 mar. 2021.

MANZINI, Ezio; VEZZOLI, Carlo. **O desenvolvimento de produtos sustentáveis: os requisitos ambientais dos produtos industriais**. São Paulo: EDUSP, 2002.

MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de máquinas**. 10. ed. São Paulo: Érica, 2012.

MELCONIAN, Sarkis. **Mecânica técnica e resistência dos materiais**. 20. ed. rev. São Paulo: Érica, 2018.

FUNDIÇÃO MARTINELLI. **Linha de Aço**. 2018. Disponível em: <https://fundicaomartinelli.com.br/produtos/aco/>. Acesso em: 23 mar. 2022.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

SCHÖN, Cláudio Geraldo. **Mecânica dos Materiais: Fadiga dos Materiais**. São Paulo: Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia, 2009.

DANA INDUSTRIAS. **Cardans: entendendo os eixos cardans**. [S. l.]: Dana, c2016. 12 p. Disponível em: [https://spicer.com.br/downloads/Spicer\\_Manual\\_Entendendo\\_Cardan.pdf](https://spicer.com.br/downloads/Spicer_Manual_Entendendo_Cardan.pdf). Acesso em: 21 mar. 2022.

STRINGFIXER, c2022. **A vida útil do produto**. Disponível em: [https://stringfixer.com/pt/Product\\_lifetime](https://stringfixer.com/pt/Product_lifetime). Acesso em: 04 de abril de 2022.

WEIHERMANN, Henrique Weber. **Estudo sobre aplicação de transmissão continuamente variável para veículos de pequeno porte**. 2015. TCC (Curso de Engenharia Automotiva) - Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2015. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/xmlui/bitstream/handle/123456789/133876/TCC.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Acesso em: 23 mar. 2022.

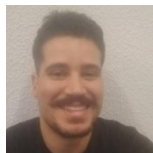
STEFANELLI, Eduardo V. **Eixo Cardan – Luva e Ponteira Deslizante**. 2022. Disponível em: <https://www.stefanelli.eng.br/cardan-luva-ponteira-deslizante/#:~:text=A%20Ponteira%20Deslizante%20%C3%A9%20um,o%20comprimento%20do%20Eixo%20Cardan>. Acesso em: 27 out. 2022.

## **SOBRE O(S)AUTOR(ES)**

### **Sobre os autores:**

---

#### **DANILO TAVARES DE CAMARGO**



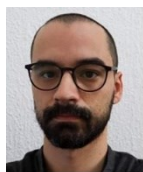
Possui graduação em Engenharia Mecânica pela Faculdade Anhanguera (2017), cursando atualmente a Pós-Graduação em Projetos Mecânicos pela Faculdade SENAI de Tecnologia Mecatrônica (2022). Tem experiência na área de Engenharia Mecânica, com ênfase em Projetos de Máquinas e Planejamento de Manutenção. É desenhista projetista mecânico em uma empresa.

#### **LEANDRO CARDOSO DA SILVA**



Graduação em Engenharia de Produção Mecânica pelo Centro Universitário Nove de Julho, Mestrado em Engenharia dos Materiais pela Universidade Presbiteriana Mackenzie e Doutorado em Engenharia Mecânica na Universidade de São Paulo. Atuação nos seguintes temas: Tem experiência industrial e acadêmica nas áreas de engenharia industrial, mecânica automobilística, materiais poliméricos, análise estrutural por elementos finitos, manutenção industrial, cadeia de suprimentos, logística, administração geral e produção, planejamento e controle da produção e gestão organizacional. Na indústria trabalhou por 14 anos em empresas multinacionais no setor automotivo na área de desenvolvimento de produto, voltados para os componentes de suspensão do motor, comandos de passagem de marcha, conjunto pedaleira, sistema de exaustão e admissão de ar para caminhões, ônibus e automóveis.

#### **DOUGLAS JOSE BAQUIAO RIBEIRO**



Graduado em Engenharia de Materiais pela UNESP, Mestre em Engenharia e Tecnologias Espaciais: Materiais e Sensores pelo INPE, além de Doutor em Nanociência e Materiais Avançados pela UFABC e Licenciado em Química pela UniCSul. Trabalhou por 3 anos em empresas tanto no setor de planejamento, controles e processos quanto como cientista de dados. Também atuou por outros 3 anos como docente de Química, Matemática e inglês.

### **NORBERTO GONCALVES NETO**



Formação acadêmica: Graduação em Tecnologia Mecânica pela Faculdade de Tecnologia de São Paulo, Especialização em Administração Industrial pela Universidade de São Paulo, Especialização em Programa Especial de Formação Pedagógica pelo Centro Estadual de Educação Tecnológica Paula Souza, Mestrado profissional em Processos Industriais Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo. Profissional com experiência adquirida em todas as etapas da cadeia industrial, desde empresas de pequeno a grande porte, como também nas de: economia mista, nacional e multinacional, nos segmentos: automobilístico, autopeças, metal-mecânica, plástico, consultivo e educacional.

### **EDSON PEREIRA DA SILVA**



Graduado em Engenharia de Produção pela UNIVESP, Tecnologia em Automação Industrial pela Universidade Paulista, Licenciatura em Matemática pela Universidade de Franca, Mestrado em Engenharia de Produção pela Universidade Paulista, Pós-Graduação em Gerenciamento da Manutenção pelo Centro Universitário da FEI, Pós-Graduação em Indústria 4.0 engenharias de implementação das tecnologias habilitadoras pela Faculdade SENAI de Tecnologia. Atuou por 22 anos em grandes e médias empresas no setor Metalúrgico Automotivo, Madeireiro e de Alimentos como Técnico e Gestor de Manutenção. Vivência como docente em cursos: técnicos, de graduação e pós-graduação nas áreas de engenharia de manutenção e processos industriais. Atualmente Coordenador de Atividades Técnicas no Ensino Superior na Faculdade SENAI SP Campus Roberto Simonsen – Brás.