

## Projeto de uma caixa de transferência de movimento para implementação da tração 4x4 em veículo BAJA

### *Design of a motion transfer box for implementing 4WD traction in a Baja Vehicle*

Ricardo Humberto de Oliveira Filho<sup>1</sup>, Marcos Massao Shimano<sup>2</sup>, Gustavo Martins Pires<sup>3</sup>, Igor da Silva<sup>4</sup>

#### RESUMO

A implementação do modelo 4x4 em um protótipo tipo Baja SAE é a tendência apresentada para as equipes pela *Society of Automotive Engineers* (SAE) em 2020 para os próximos anos. O presente trabalho explorou formas de transformar um protótipo Baja SAE 4x2 em 4x4, adicionando o mínimo de novos componentes possíveis, pois a realidade financeira das equipes é limitada. A partir de uma nova realocação do sistema de potência do protótipo, foi desenvolvido um conjunto para transferência de movimento e transformação da rotação longitudinal em transversal. O sistema é composto por um par de engrenagens cônicas de dentes helicoidais, eixos de acoplamento das engrenagens, eixos cardã dianteiro e traseiro, rolamentos, chavetas, retentores, uma junta universal e a caixa protetora. Os dimensionamentos foram feitos utilizando o programa MITCalc®, a modelagem no SolidWorks® e as validações computacionais no Ansys®. Os resultados dos dimensionamentos e análises foram satisfatórios, e com isso o modelo desenvolvido neste projeto poderá ser implementado nos próximos protótipos 4x4 da Equipe Zebu Baja – UFTM.

**Palavras-chave:** Caixa de transferência de movimento. Transmissão 4x4. Baja SAE.

#### ABSTRACT

The implementation of the 4x4 model in a Baja SAE type prototype is the trend presented to the teams by the Society of Automotive Engineers (SAE) in 2020 for the coming years. This work explored ways to transform a Baja SAE 4x2 prototype into a 4x4, adding as few new components as possible, since the financial reality of the teams is limited. From a new relocation of the prototype's power system, a set for transferring motion and transforming longitudinal rotation into transverse rotation was developed. The system consists of a pair of helical bevel gears, gear coupling shafts, front and rear cardan shafts, bearings, keys, seals, a universal joint and the protective case. The dimensions were made using MITCalc® Software, 3D modeling in SolidWorks® and computational validations in Ansys®. The results of the sizing and analysis were satisfactory, and therefore the model developed in this project can be implemented in the next 4x4 prototypes of the Zebu Baja Team – UFTM.

**Keywords:** Motion transfer box. 4WD transmission. Baja SAE.

<sup>1</sup>Doutor em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Brasil.

<https://orcid.org/0000-0002-6077-9410>.

[ricardo.humberto@ufu.br](mailto:ricardo.humberto@ufu.br)

<sup>2</sup>Doutor em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Brasil.

<https://orcid.org/0000-0002-9276-2939>

<sup>3</sup>Bacharel em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Brasil.

<https://orcid.org/0009-0001-4046-5430>

<sup>4</sup>Bacharel em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Brasil.

<https://orcid.org/0009-0004-0632-7378>

## 1. INTRODUÇÃO

A SAE (*Society of Automotive Engineers*) apresentou em 2020 a tendência de adoção da tração 4x4 nos protótipos Baja SAE, buscando melhorar o desempenho dos veículos em competições futuras. Esse sistema distribui o torque do motor entre as quatro rodas, proporcionando maior controle e estabilidade em terrenos irregulares em comparação à tração 4x2.

A tração integral requer a transmissão de movimento entre eixos interceptantes, geralmente obtida por meio de engrenagens cônicas. No projeto da Equipe Zebu Baja, foram utilizadas engrenagens cônicas helicoidais, que suportam maiores cargas, permitem maiores velocidades e geram menos ruído.

Conforme Melconian (2011), quando a relação de redução é inferior a 1:1,2, o sistema apresenta menor custo e ocupa menos espaço. Assim, o objetivo deste trabalho é desenvolver um sistema de transmissão que converta o veículo Baja da Equipe Zebu Baja UFTM de tração 4x2 para 4x4.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Para desenvolver o protótipo 4x4 utilizando ao máximo os componentes já disponíveis, definiu-se a nova disposição do *powertrain*, dimensionando e modelando todos os elementos do sistema e realizando análises numéricas de tensão e deformação para validação.

As engrenagens, eixos e rolamentos foram dimensionados por meio do programa MITCalc®, específico para elementos de máquinas como transmissões, correias e polias, com base em modelos matemáticos conforme Budynas e Nisbett (2011).

A modelagem dos componentes foi realizada no SOLIDWORKS®, e as análises estruturais no ANSYS WORKBENCH®, onde diferentes tamanhos de malha foram testados até atingir a convergência, assegurando a precisão dos resultados e a confiabilidade do dimensionamento.

### 2.1 Componentes já existentes

A equipe desenvolve atualmente seu sexto protótipo, denominado Nelore Z06, que atende aos requisitos do Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil (RATBSB). O veículo utiliza motor Briggs & Stratton®, padronizado para todas as equipes, transmissão

primária CVT Comet 780<sup>®</sup>, redução secundária por engrenagens e juntas homocinéticas de veículos Volkswagen Gol<sup>®</sup>, conectadas às rodas por semieixos.

Analisando as diferentes possibilidades de configuração para o *powertrain*, foi escolhido alocar o motor e a caixa de redução com suas saídas no sentido longitudinal ao veículo (Figura 1). As principais vantagens são:

- Distribuição homogênea do centro de massa;
- Aproveitamento de componentes já existentes;
- A caixa de transferência de movimento é mais simples;
- O dimensionamento da caixa de transferência de movimento traseira será igual ao da dianteira.

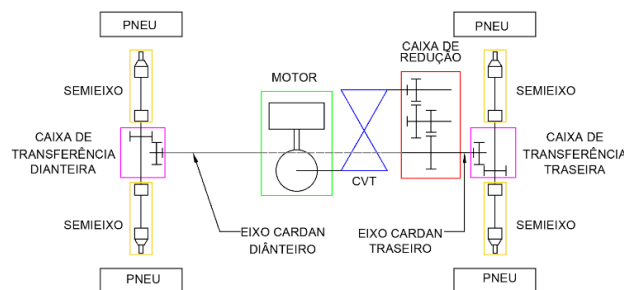


Figura 1 - Diagrama de blocos da proposta de projeto para o *powertrain*.  
Fonte: Dos autores, 2025.

Além das caixas de transferência de movimento (engrenagens, eixo, rolamentos, retentores, chaveta e caixa), foi projetado um eixo cardã dianteiro (com uma junta universal).

## 2.3 Projeto das caixas de transferência de movimento

Como a equipe já possuía uma caixa de redução secundária, as caixas de transferência de movimento foram projetadas com relação 1:1, utilizando engrenagens cônicas helicoidais, eixos de entrada e saída, chavetas, rolamentos, retentores e uma caixa de proteção para o conjunto.

Nos cálculos realizados no MITCalc<sup>®</sup>, foram considerados como parâmetros de entrada a velocidade máxima de rotação e a potência transmitida pelo motor. De acordo com o manual da Briggs & Stratton<sup>®</sup>, o motor da série 19 utilizado pela equipe possui potência nominal de 10,0 HP (7,456 kW), e a velocidade máxima de rotação do sistema ( $\omega_2$ ) é determinada conforme a Equação 1.

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_{total}} \quad (1)$$

onde:  $\omega_1$  é a rotação máxima do motor (4000 rpm) e  $i_{total}$  é a relação de transmissão total, resultante do produto entre a redução máxima do CVT (3,71:1) e a do redutor secundário (7,81:1).

### 2.3.1 Par de engrenagens cônicas com dentes helicoidais

No dimensionamento das engrenagens, realizado no MITCalc® foram utilizados os seguintes parâmetros:

- Par de engrenagens cônicas com dentes helicoidais e relação de transmissão 1:1;
- Ângulo de pressão de 20°;
- Ângulo de hélice de 35°;
- Rugosidade superficial com acurácia de 2 a 3;
- Considerando a ocorrência de choques médio;
- Vida útil para o par engrenado de 720 h, sendo considerado um uso de 2 h semanais, mais 20 h nas duas competições anuais, por 5 anos;
- Coeficiente de segurança para contato ( $S_h$ ) igual a 1,1;
- Coeficiente de segurança para flexão ( $S_f$ ) igual a 1,3;
- Material para as engrenagens Aço SAE 4340.

Nas análises estruturais por elementos finitos, utilizaram-se elementos tetraédricos de segunda ordem, adequados a geometrias cilíndricas e curvas. As regiões críticas, como o filete do pé do dente e as faces de contato, receberam refinamento de malha de 5,0 mm para 2,5 mm.

A força tangencial, estimada no MITCalc® conforme Budynas e Nisbett (2011), foi aplicada em um dente da engrenagem, com valor de 13.896 N.

### 2.3.2 Eixos da caixa de transferência

Para os eixos da caixa de transferência, foram definidos os mesmos parâmetros de entrada já mencionados, provenientes do motor, CVT e redutor existentes.

Iniciou-se pelo projeto do eixo de saída. Foi necessário definir quais solicitações estariam presentes no eixo. Como está submetido à torção e flexão simultaneamente, considera-se o estado de flexo-torção no eixo, e como a redução no par engrenado é 1:1, a rotação irá manter-se a mesma da saída da caixa de redução, descontando apenas a eficiência do par engrenado. Para definir o diâmetro do eixo, baseou-se nas flanges da homocinética utilizada no protótipo atual, de 30,0 mm.

O eixo de saída foi dimensionado utilizando o MITCalc® e a partir das considerações dos esforços e engastamentos nos locais de instalação dos rolamentos, obteve-se um eixo de 262 mm de comprimento, escalonado com diâmetro de 30,0 mm nas pontas de eixo para conectar as flanges das homocinéticas e 35,0 mm para instalação da engrenagem com rasgo de chaveta e os rolamentos. Os dados utilizados no projeto são mostrados na Figura 2-a.

Os carregamentos adotados foram o momento torçor com módulo de 510,6 N.m aplicado no ressalto de 35 mm onde a engrenagem será fixada, além das forças tangencial (13896,0 N), axial (10457,0 N) e radial (-3304,0 N) causadas por ela. A aplicação dos esforços pode ser vista na **Erro! Fonte de referência não encontrada.2-b**.

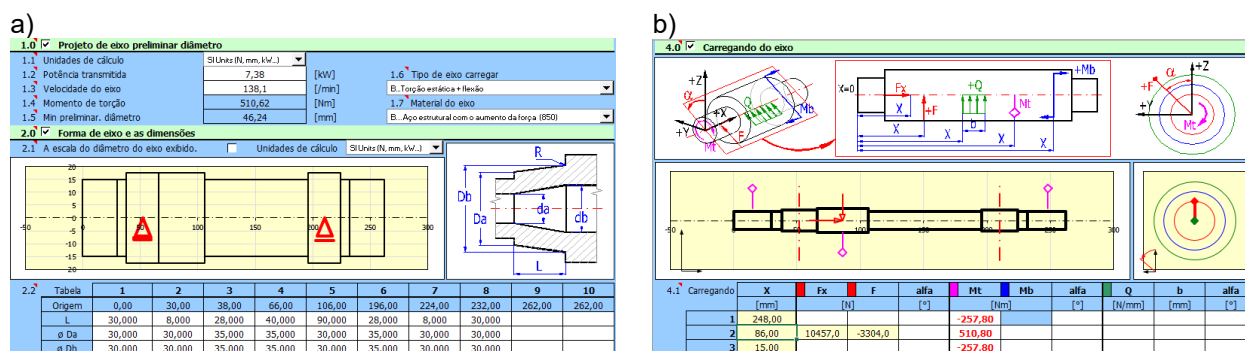


Figura 2 – Dados para o projeto do eixo de saída da caixa de transferência no MITCalc®: a) Especificações; b) Esforços aplicados.  
Fonte: dos autores, 2025.

Para a análise estática, realizada no Ansys®, foi utilizada uma malha com elementos tetraédricos quadráticos, pois ela é recomendada para uso com corpos cilíndricos e cantos vivos. O tamanho dos elementos foi de 4,0 mm e nas regiões refinadas de 2,0 mm.

Os esforços considerados foram o momento torçor com módulos de 510,6 N.m na posição de instalação da engrenagem, os esforços dos mancais de rolamento e nos pontos de engastamento.

Devido à curta distância entre a posição da caixa de transferência traseira e o redutor, foi projetado um eixo de entrada para a caixa de transferência que compense a distância, mantendo a caixa de transferência e o redutor alinhados.

As especificações para o dimensionamento deste componente podem ser vistas na Figura 3-a e a aplicação dos esforços no eixo de entrada da caixa de transferência pode ser vista na **Erro! Fonte de referência não encontrada.3-b**.

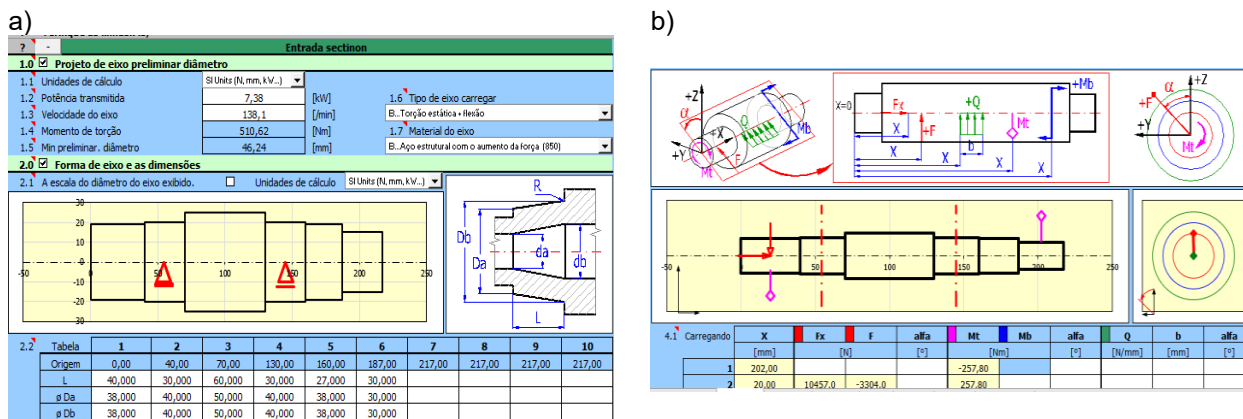


Figura 3 – Dados para o projeto do eixo de entrada da caixa de transferência no MITCalc®: a) Especificações; b) Esforços atuantes.

Fonte: dos autores, 2025.

Para este componente, também foi feita uma análise estrutural estática no Ansys®. Adotou-se uma malha tetraédrica de segunda ordem, como nas simulações anteriores, e utilizou-se o momento torçor na extremidade acoplada à saída da caixa de redução e engastamento na outra extremidade.

### 2.3.3 Mancais de rolamento da caixa de transferência

Os mancais de rolamento utilizados foram dimensionados a partir dos diâmetros dos eixos, juntamente com as forças radiais e axiais presentes. Foi escolhida uma vida útil de 720 h, e um coeficiente de segurança estático ( $S_0$ ) de 1,5. Optou-se por rolamentos de rolos cônicos SKF® montados face a face.

Para o eixo de saída, o diâmetro interno será de 35,0 mm, e para o eixo de entrada 40,0 mm. Na Figura 4-a são mostrados os carregamentos e dados considerados para a seleção dos rolamentos do eixo de saída. Na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** 4-b são mostrados os carregamentos e dados considerados para a seleção dos rolamentos do eixo de entrada.

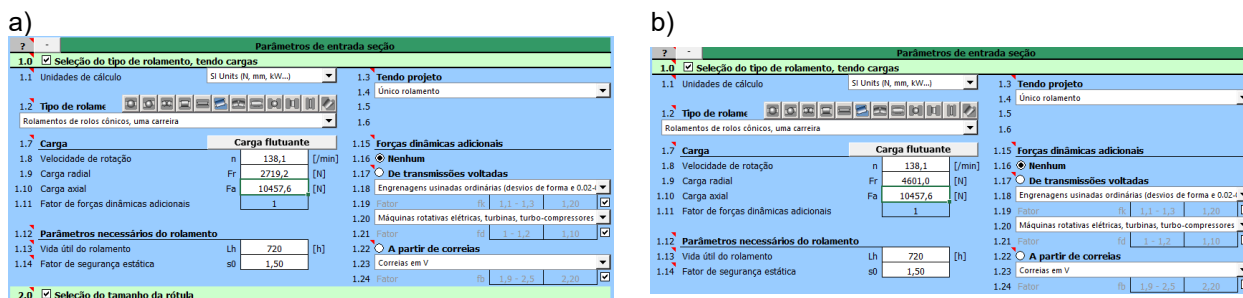


Figura 4 – Especificações para escolha dos rolamentos: a) Eixo de saída; b) Eixo de entrada.

Fonte: dos autores, 2025.

### 2.3.4 Chavetas para fixação das engrenagens nos eixos

A Norma DIN 6885 foi usada para o dimensionamento da fixação por chaveta. Foi adotado o aço trefilado SAE 1045 com limite de escoamento de 470,0 MPa. Optou-se por chavetas paralelas.

Estima-se o comprimento das chavetas para o cálculo das tensões de cisalhamento e esmagamento devido à compressão utilizando-se as Eq. 2 e 3, respectivamente.

$$\tau_{cis} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot L} \quad (2)$$

$$\sigma_{comp} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot L \cdot (h - t_1)} \quad (3)$$

onde:  $\tau_{cis}$  é a tensão cisalhante [MPa];  $T$  é o torque máximo no eixo [MPa];  $d$  o é diâmetro nominal do eixo [mm];  $h$  é a altura da seção transversal da chaveta [mm];  $L$  é o comprimento da chaveta [mm];  $t_1$  é a profundidade do rasgo no eixo [mm];  $\sigma_{comp}$  é a tensão de compressão [MPa] e  $b$  é a largura da seção transversal da chaveta [mm].

Em seguida calcula-se os coeficientes de segurança para esmagamento e cisalhamento através das Eq. 4 e 5, respectivamente:

$$CS_{esm} = \frac{S_y}{\sigma_{comp}} \quad (4)$$

$$CS_{cis} = \frac{S_{sy}}{\tau_{cis}} \quad (5)$$

onde  $S_y$  é o limite de escoamento do material [MPa] e  $S_{sy}$  é a máxima tensão admissível para cisalhamento [MPa] calculada pela Eq. 6.

$$S_{sy} = 0,577 \cdot S_y \quad (6)$$

Para avaliar o dimensionamento, compara-se os coeficientes de segurança calculados ao coeficiente mínimo estabelecido para os elementos.

### 2.3.5 Retentores da caixa de transferência

Os retentores foram escolhidos a partir do catálogo do fabricante SABÓ® (SABÓ, 2025), que disponibiliza um gráfico de seleção onde, a partir da velocidade de rotação e diâmetro do eixo, é selecionado o material e dimensão do retentor.



### 2.3.6 Caixa de proteção

Para No projeto da carcaça da caixa de transferência de movimento, foram considerados os esforços atuantes nos mancais de rolamento e os pontos de fixação da estrutura, sendo as forças axiais e radiais obtidas pelo MITCalc<sup>®</sup> no dimensionamento dos eixos. A geometria da carcaça foi definida conforme as dimensões dos componentes internos — engrenagens, eixos, mancais e retentores — e o processo de fabricação escolhido foi a fundição. Após consulta a empresas especializadas, adotou-se o ferro fundido cinzento SAE J43, grade G3000, material amplamente utilizado em redutores por sua boa resistência mecânica.

A estrutura foi projetada para suportar as cargas dos componentes rotativos e garantir sua proteção, sendo validada por análise estrutural estática no Ansys<sup>®</sup>, considerando como engastes os furos dos parafusos e as forças aplicadas nos mancais.

A carcaça possui tampa simétrica, fixada por cinco parafusos M8 e seis M6, que asseguram o fechamento e servem para prender o conjunto ao chassi do veículo. O sistema inclui ainda válvula de respiro para alívio de pressão interna e utiliza lubrificante semissintético 75W90, adequado para baixas rotações e altas cargas (BUDYNAS e NISBETT, 2011), o mesmo empregado no redutor atual da equipe.

### 2.4 Eixo cardã dianteiro

O dimensionamento do eixo cardã considerou os parâmetros de potência do motor e rotação de saída da caixa de redução. O material escolhido foi o aço 1045, com limite de escoamento de 470 MPa, devido à sua resistência e fácil obtenção no mercado.

Nas extremidades do cardã foram projetadas estrias de passo 24 mm e 28 dentes, conforme a norma ANSI B92.1, com ângulo de 30° e raiz plana, mantendo a configuração dos eixos de saída do redutor atual. Luvas com estrias internas equivalentes farão o acoplamento do cardã aos eixos de saída do redutor e de entrada da caixa de redução.

O cardã dianteiro, responsável por transmitir o movimento às rodas dianteiras, foi dimensionado com comprimento de 1179,55 mm e diâmetro de 30 mm, baseado no diâmetro externo das estrias. Foram consideradas duas seções escalonadas de 35 mm para instalação dos mancais de rolamento, posicionados a 91,72 mm e 876,72 mm da caixa de transferência dianteira.



Os mancais de fixação foram dimensionados no MITCalc®, com base nas forças radiais e axiais e no diâmetro interno de 35 mm, resultando na escolha do rolamento rígido de esferas SKF® modelo 6207-2RS1.

Na metade do eixo, será utilizada uma junta universal AEMCO modelo CC1517, selecionada conforme Júnior e Vilar (2020), por resistir a torques superiores a 600 N·m, adequados a veículos tipo Baja. A seção de encaixe apresenta diâmetro de 30 mm, rasgo de chaveta 8×3,4 mm e furo passante M10.

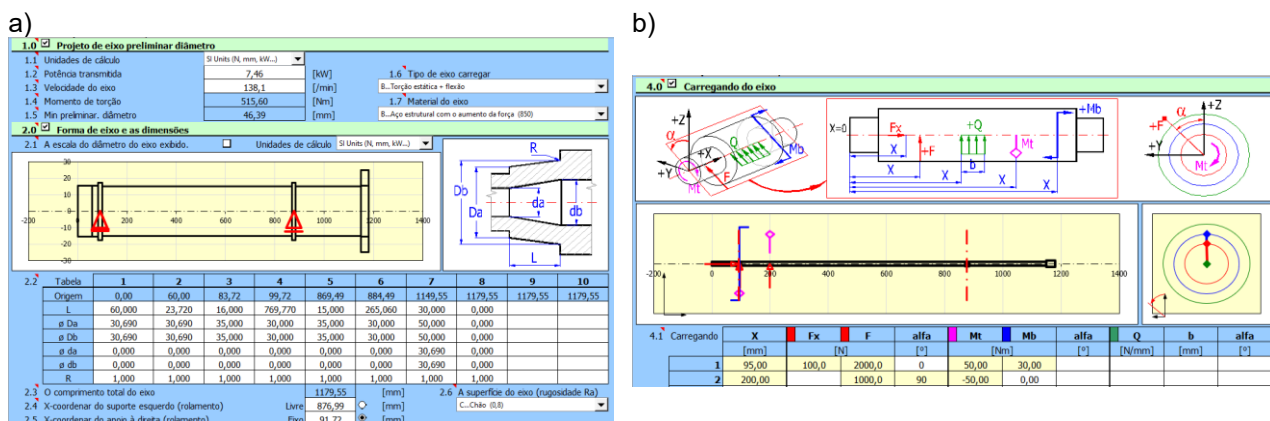


Figura 5 – Dados para o projeto do eixo cardã dianteiro: a) Especificações; b) Esforços atuantes.  
 Fonte: dos autores, 2025.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

#### 3.1 Caixa de transferência de movimento

##### 3.1.1 Dimensionamento do par engrenado

O resultado do dimensionamento do par de engrenagens cônicas, pelo MITCalc®, pode ser visto na **Erro! Fonte de referência não encontrada**.6-a. Os coeficientes de segurança encontrados atenderam às limitações de projeto impostas, sendo  $S_h$  de 1,257 e  $S_f$  de 1,444.

Nas análises estruturais no Ansys®, para análise da engrenagem motora, os valores de deformação máximos foram encontrados no ponto da aplicação da força tangencial, com valor de 0,067 mm. Já as tensões máximas aconteceram na raiz do dente. Nas análises de tensões foi adotado o critério de Von-Mises. O valor estimado via elementos finitos para a tensão máxima foi de 341,0 Mpa (Figura 6-b), sendo o limite de escoamento do material de 470,0 MPa, resultando em um coeficiente de segurança de flexão de 1,37, atendendo ao limite estipulado para o projeto ( $S_f = 1,3$ ).

Para a engrenagem movida, as considerações foram as mesmas, apenas adequando a direção das forças. Com essas condições, os valores de deformação máximos foram de

0,072 mm, sendo esse valor 0,87% da altura do dente e, com o coeficiente de segurança de flexão superior a 1,3 garante-se a integridade do componente.

As tensões adotadas para a engrenagem movida também seguiram o critério de Von-Mises e o valor máximo se deu no pé do dente, assim como na engrenagem motora. O máximo valor de tensão foi de 360 MPa, também menor que o limite de escoamento do material adotado (470 Mpa), atendendo ao valor de coeficiente de segurança pré-definido.

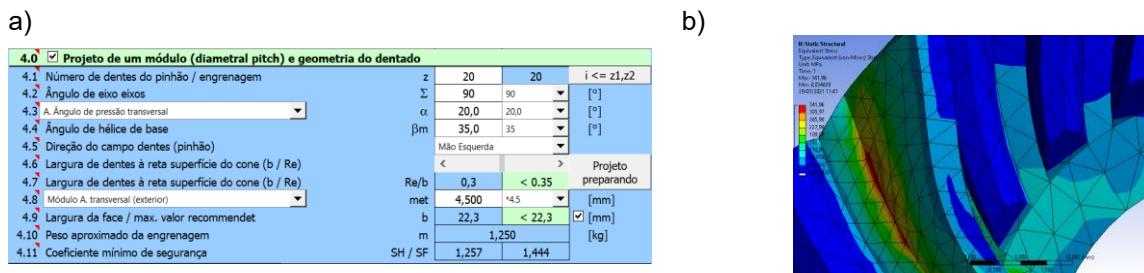


Figura 6 – Resultados para as engrenagens cônicas: a) Dimensionamento pelo MITCalc®; b) Distribuição de tensões no dente da engrenagem.

Fonte: dos autores, 2025.

### 3.1.2 Dimensionamento dos eixos da caixa de transferência

O resultado do dimensionamento do eixo de saída pelo MITCalc® (deflexões e coeficientes de segurança) podem ser vistos na Figura 7 – Resultados para o eixo de saída da caixa de transferência: a) Dimensionamento pelo MITCalc®; b) Simulação da distribuição de tensões.

Fonte: dos autores, 2025.

7-a.

Nas análises estruturais realizadas no Ansys®, a deformação máxima encontrada foi de 0,069 mm e se deu no local de fixação da engrenagem, região submetida a esforços de torção, forças radiais e tangenciais. Este valor representa uma deslocamento de 0,2 % em relação ao diâmetro total do eixo. Tal dado, juntamente com os valores dos coeficientes de segurança estático de 2,73 e dinâmico de 1,98, garantem a segurança do dimensionamento.

As tensões foram analisadas pelo critério de Von-Mises, resultando em um valor máximo de 138,0 MPa, abaixo do limite de escoamento do material utilizado no eixo. A Figura 7-b mostra a simulação via elementos finitos dos valores de tensão no eixo.

a) b)

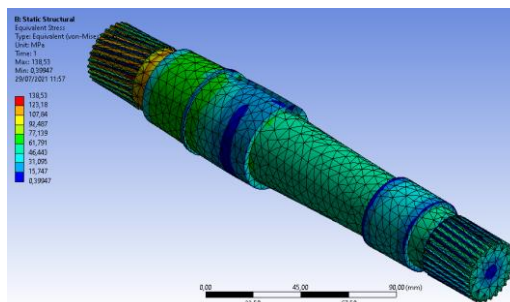
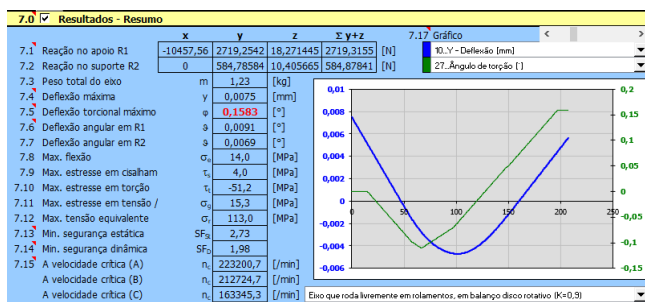


Figura 7 – Resultados para o eixo de saída da caixa de transferência: a) Dimensionamento pelo MITCalc®; b) Simulação da distribuição de tensões.  
Fonte: dos autores, 2025.

Da mesma forma, os resultados obtidos no dimensionamento do eixo de entrada podem ser vistos nas Figuras 8-a e 8-b. A deformação máxima simulada foi de 0,070 mm e ocorreu no local onde o torçor foi aplicado. Os valores máximos das tensões também foram inferiores ao limite de escoamento do material, tendo como valor máximo 210 MPa.

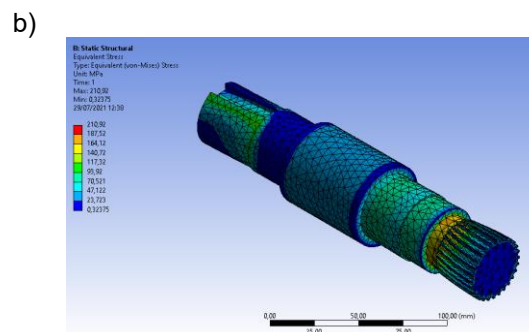
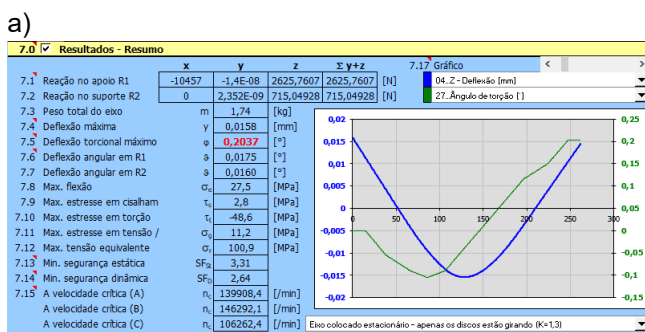


Figura 8 – Resultados para o eixo de entrada da caixa de transferência: a) Dimensionamento pelo MITCalc®; b) Simulação da distribuição de tensões.  
Fonte: dos autores, 2025.

### 3.1.3 Dimensionamento dos rolamentos da caixa de transferência

As Figuras 9-a e 9-b apresentam, respectivamente, os parâmetros usados no dimensionamento dos rolamentos para os eixos de saída e de entrada da caixa de transferência pelo MITCalc®.

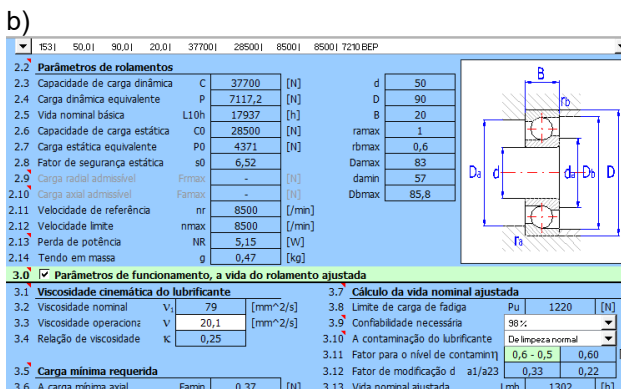
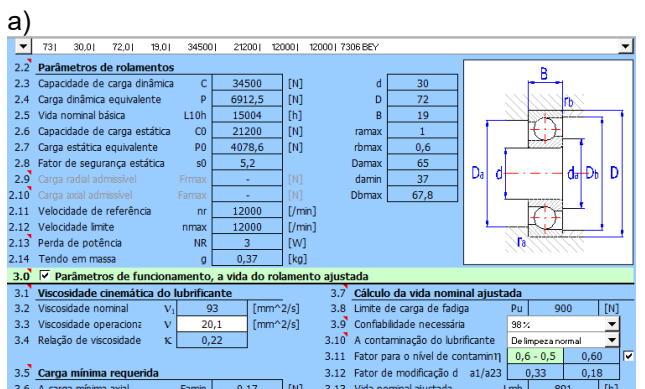


Figura 9 – Parâmetros geométricos e de funcionamento para o par de rolamentos: a) Eixo de saída; b) Eixo de entrada.

Fonte: dos autores, 2025.

Para os mancais do eixo de saída, o rolamento que atendeu às condições de capacidade de carga, vida nominal, bem como às condições geométricas (diâmetro interno e comprimento para acoplamento ao eixo) foi o modelo 33207/Q da SKF®. Já para o eixo de entrada, o rolamento escolhido foi o modelo 30308 J2/Q da SKF®.

### 3.1.4 Dimensionamento das chavetas

Como resultado, obteve-se uma chaveta com altura de 8,0 mm, largura de 10,0 mm e comprimento de 40,0 mm. Os coeficientes de segurança, calculados pelas Eq. 4 e 5, resultaram em valores maiores que a unidade, tanto para tensão de compressão quanto para tensão de cisalhamento do material.

### 3.1.5 Seleção dos retentores

Para o eixo de saída, foi selecionado um par de retentores NBR 01695 BR, levando em consideração a velocidade de rotação e o diâmetro do eixo, de 138,1 rpm e 30,0 mm, respectivamente. Já para o eixo de entrada, foi selecionado o retentor NBR 01422 BR, estimado para a velocidade de rotação do eixo de 138,1 rpm e 50,0 mm de diâmetro.

Vale ressaltar que, para a escolha do tipo de retentor, também foi levado em consideração a confiabilidade e experiência dos elementos já utilizados no redutor atualmente utilizado no protótipo.

### 3.1.6 Dimensionamento da caixa de proteção

O resultado da simulação da distribuição de tensões na caixa e proteção pode ser visto na Figura 10-a. O valor máximo de tensão foi de 60,1 MPa, sendo inferior ao valor de limite de escoamento do material escolhido (80,0 MPa).

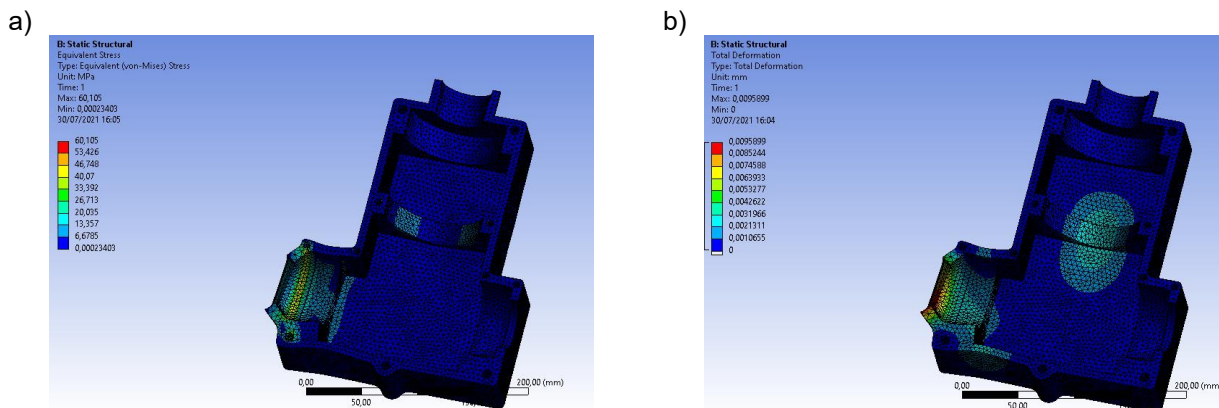


Figura 10 – Resultados das simulações para a caixa de proteção: a) Distribuição de tensões; b) Campo de deformação.

Fonte: dos autores, 2025.

As maiores deformações aconteceram no mancal do eixo de saída, sendo o valor máximo visto no campo de deslocamento igual a 0,0096 mm (**Erro! Fonte de referência não encontrada.**10-b). Foi realizada uma análise para materiais frágeis levando em consideração o critério de Coulomb-Mohr para a tensão máxima encontrada, resultando em um coeficiente de segurança mínimo igual a 5,0 viabilizando então o uso da caixa de proteção.

Como a tampa da caixa de proteção é simétrica, não serão expostos os resultados da parte superior.

### 3.1.7 Dimensionamento do eixo cardã dianteiro

Os resultados do dimensionamento do eixo cardã dianteiro no MITCalc® indicaram deflexão máxima de 0,515 mm, ligeiramente acima do limite recomendado, porém aceitável considerando o comprimento total do eixo (1179,55 mm), resultando em deflexão relativa de 0,0437%. Os coeficientes de segurança — 11,93 (estático) e 10,18 (dinâmico) — confirmam a confiabilidade do projeto.

Na análise estática realizada no Ansys®, com torque de 510,6 N·m e apoios correspondentes aos rolamentos, obteve-se tensão máxima de 254,95 MPa, valor inferior ao limite de escoamento do material, validando o dimensionamento para aplicação prática.

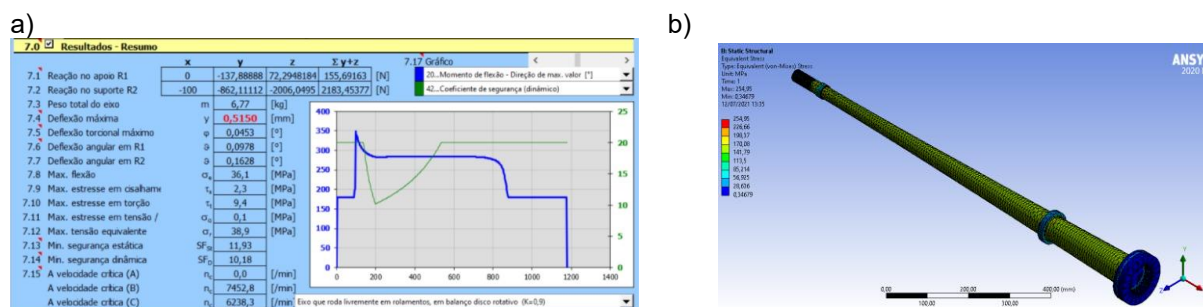


Figura 11 – Resultados para o eixo cardã dianteiro: a) Dimensionamento pelo MITCalc®; b) Simulação da distribuição das tensões.

Fonte: dos autores, 2025.

É importante ressaltar que, para a análise computacional, foi utilizado um eixo contínuo. Assim, após a validação do projeto, no modelo tridimensional foi inserida a junta universal, como pode ser observado na Figura 12.



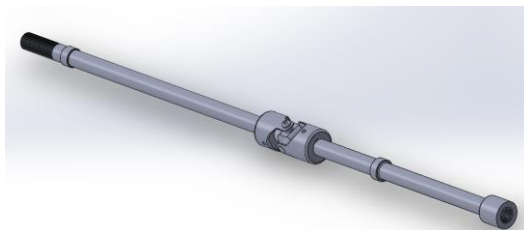


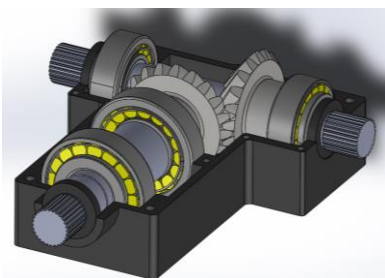
Figura 12 - Montagem final do eixo cardã dianteiro.  
Fonte: dos autores, 2025.

### 3.2 Montagem do sistema

#### 3.2.1 Caixa de Transferência

Com os elementos e estrutura dimensionados, foi feita a montagem do modelo da caixa de transferência, como pode ser visto na Figura 13-a. Na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** 13-b é mostrado o modelo com a caixa fechada.

a)



b)

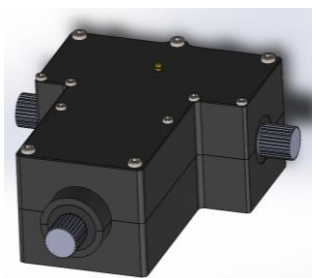


Figura 13 – a) Montagem dos componentes na caixa de transferência. b) Montagem final da caixa de transferência.

Fonte: dos autores, 2025.

#### 3.2.2 Sistema 4x4

Com todos os componentes da transmissão dimensionados foi feita a montagem da proposta do sistema 4x4 a ser utilizada pela Equipe Zebu Baja, conforme pode ser visto na Figura 14214.

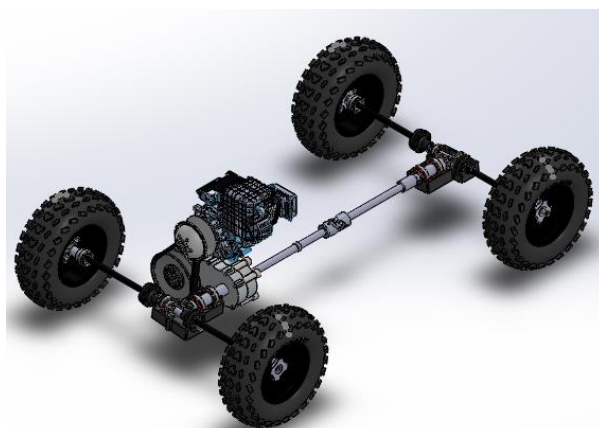


Figura 142 - Modelagem do sistema de tração 4x4 em 3D.

Fonte: dos autores, 2025.

## 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS / CONCLUSÃO

Este trabalho propôs a adaptação do sistema de transmissão de potência da Equipe Zebu Baja, que é usado na transversal e tração 4x2, para acomodação na direção longitudinal e tração 4x4 do veículo, com a menor quantidade de novos componentes. Como resultado, a implementação do sistema 4x4 necessitará da fabricação de duas caixas de transferência de movimento (uma para a dianteira e outra para a traseira) além do eixo cardã dianteiro.

Os componentes foram dimensionados e validados a partir da simulação numérica computacional através de gráficos de tensão e deslocamento, resultando estarem aptos à aplicação.

Vale ressaltar que o desenvolvimento de um protótipo do tipo baja SAE envolve muitas outras variáveis que não foram abordadas neste estudo, como os pontos de suspensão e direção, chassi, freio e eletrônica. Porém, todos esses outros sistemas podem ser adaptados nos protótipos 4x4, partindo do sistema que mais irá influenciar nas mudanças, o *powertrain*.

Dessa forma, os resultados deixam um ponto de partida para o estudo da implementação de um veículo Baja SAE 4x4 para a Equipe Zebu Baja, mostrando que é possível desenvolver esse tipo de modelo aproveitando alguns componentes atuais da equipe.

## REFERÊNCIAS

AEMCO TRANSMISSÕES. **Juntas automotivas Aemco séries 500 e 1000**. Disponível em: <http://www.aemco.com.br/conteudo/junta-universal-simples-e-dupla-para-cardans.html>. Acesso em: 10 jul. 2025.

ANSI. B92.1: **Gages and calibration procedures for screw threads**. American National Standards Institute, 2010.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de Shigley**: projeto de engenharia mecânica. 8. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.

CROLLA, D. A. **Automotive engineering**: powertrain, chassis system and vehicle body. Oxford: Elsevier, 2009.

DIN. DIN 6885:1998: **Dimensional tolerances for cylindrical parts**. Alemanha: Deutsches Institut für Normung, 1998.



INTERVÁLVULAS. **Especificação de produto nº 050.** Disponível em: <https://intervalvulas.com.br/wp-content/uploads/2017/12/EP-050-02-Fundidos-em-Ferro-Cinzento-DIN-EN-1561-GG-20.pdf>. Acesso em: 10 jul. 2025.

JÚNIOR, Albeni; VILAR, Zoroastro. **Projeto de uma junta universal de transmissão para veículo Baja.** 2020. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal Rural do Semiárido, [S. l.], 2020. Disponível em: [https://repositorio.ufersa.edu.br/bitstream/prefix/5719/1/AlbeniGFJ\\_ART.pdf](https://repositorio.ufersa.edu.br/bitstream/prefix/5719/1/AlbeniGFJ_ART.pdf). Acesso em: 10 jul. 2025.

MELCONIAN, S. **Elementos de máquinas.** 9. ed. São Paulo: Érica, 2011.

SABÓ. **Catálogo de retentores.** São Paulo, 2019. Disponível em: <https://www.sabo.com.br>. Acesso em: 10 jul. 2025.

SKF. SKF Brasil – **Rolamentos e unidades, sistemas de lubrificação, mecatrônica, vedações, serviços, monitoramento de condições e movimentação linear.** [S. l.: s. n.], [s. d.].