

## **ANALISE TEÓRICA DO DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA REDUTORA DE TRANSMISSÃO PARA VEÍCULO MINI-BAJA**

**Diego Felipe Rodrigues da Silva, hcc\_diegofellipe@hotmail.com<sup>1</sup>**  
**Rafael José da Cunha Deiró, rafaeldeiro@gmail.com<sup>1</sup>**  
**José Carlos de Lacerda, cem@unilestemg.br<sup>1</sup>**  
**Valmir Dias Luiz, valmir\_dl@yahoo.com.br<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Centro Universitário do Leste de Minas Gerais, AV. Tancredo Neves, 3500, B. Universitário, Coronel Fabriciano.

**Resumo:** *O dimensionamento de uma transmissão mecânica envolve vários aspectos. Vai desde a escolha do material a ser utilizado na fabricação dos eixos até o tipo de transmissão a ser usada. Uma transmissão de veículo off-road deve suportar os impactos da prova, portanto, deve ser robusta. Deve também atender as solicitações da prova de potência e, principalmente, de torque. Conforme o projeto da suspensão, o eixo-árvore responsável por transmitir o movimento da caixa de engrenagem até a roda é também parte da suspensão, ou seja, será responsável por suportar todo o peso da parte traseira do automóvel. Sendo assim, deverá ser um eixo robusto, calculado para suportar não só a flexão resultante da rotação e potência mas também quando à flexão que sofrerá por ter atuando em si parte da estrutura. A escolha do material do eixo de transmissão de um mini-baja passa por um ponto importante no que se diz respeito a competições de alto nível: peso. Comprovadamente, veículos mais leves têm melhor desempenho nas competições automobilísticas, sendo que a relação peso-potência é primordial, ainda mais considerando a pouca potência fornecida pelo motor padrão da competição, 10cv. Sendo assim, o mais indicado é se utilizar um alumínio duro, com tensão de escoamento alta, para se fabricar o eixo de transmissão. Para veículos, o mais usual são engrenagens helicoidais, por seu baixo ruído e baixo nível de vibração. Para tal dimensionamento utilizam-se as normas DIN 867 e DIN 3969. Para o dimensionamento considerando os grandes choques ocorridos durante a competição quanto o cuidado com o peso final, nos leva a compreender que mais do que se utilizar o usual dentro da indústria, é necessário estar atento aos caminhos alternativos que possam gerar resultados melhores.*

**Palavras-chave:** engrenagens, caixa redutora, mini-baja.

### **1. INTRODUÇÃO**

O dimensionamento de uma transmissão mecânica envolve vários aspectos. Vai desde a escolha do material a ser utilizado na fabricação dos eixos até o tipo de transmissão a ser usada. Vários fatores podem ser decisivos quando se está dimensionando um carro de competição, visto que alguns deles são padronizados por regras. Por isso, é necessário ter em mente várias possibilidades de ganho de rendimento em pequenos detalhes.

Uma transmissão de veículo off-road deve suportar os impactos da prova, portanto, deve ser robusta. Makevet e Roman (2001), mostra que a combinação de cargas em choques e cargas estáticas devem ser cruciais no dimensionamento das engrenagens para um veículo fora de estrada. Deve também atender as solicitações da prova de potência e, principalmente, de torque. Como o motor é padronizado, e de baixa potência, é preciso atenção na hora de se calcular os elementos, para que não estejam superdimensionados, o que resulta em perdas desnecessárias.

Historicamente, a equipe Galileu não teve nenhum projeto da parte de transmissão, nem mesmo estrutural. Com este artigo, pretende-se fazer um projeto adequado às necessidades da equipe, bem como deixar um material didático simples mas bem elaborado para os futuros integrantes da equipe.

### **2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

Transmissões mecânicas são mecanismos manuais ou automáticos cuja funcionalidade é a transmissão de movimentos e potências, através de elementos mecânicos. Tais transmissões mecânicas podem ser feitas por engrenagens, correias, correntes, rodas de atrito, conforme relatam Antunes e Freire (1988).

Um sistema ampliador consiste em um movimento de uma engrenagem maior sendo passado para uma menor, o que faz aumentar a rotação. Um sistema redutor faz com que o movimento da engrenagem menor passe para a maior, o que diminui a rotação.

Segundo Antunes e Freire (1988), a relação de transmissão é dada pela Eq. (1) e Eq. (2):

*reductor*  $\rightarrow i > 1$

$$i = \frac{z_2(\text{maior})}{z_1(\text{menor})} \quad (1)$$

*amplificador*  $\rightarrow i < 1$

$$i = \frac{z_1(\text{menor})}{z_2(\text{maior})} \quad (2)$$

Onde:

Z2 = número de dentes da roda maior;  
Z1 = número de dentes da roda menor.

## 2.1. Escolha do tipo de Transmissão

Observando os critérios utilizados por outras equipes mais experientes, escolhemos utilizar uma caixa redutora por engrenagens, pelos seguintes motivos:

- Maior robustez;
- Maior rendimento do sistema;
- Não se torna uma fonte de vibrações (fato observado comumente em transmissões por correntes, o que afeta e muito o conforto do piloto);
- Pode-se utilizar mais facilmente a lubrificação por imersão em óleo, diminuindo um dos maiores problemas com manutenção em veículos off-road.

De acordo com Niemann (1971), engrenagens são frequentemente usadas tanto para eixos paralelos quanto para eixos reversos ou concorrentes, em distâncias menores, servindo tanto para potências, quanto para rotações e relações de multiplicação, que variam de valores mínimos a máximos.

São caracterizadas por funcionamento sem deslizamento, pela vida útil e resistência a sobrecargas, segurança de funcionamento, baixa manutenção, dimensões reduzidas e alto rendimento. Em consequência, seu custo é elevado, há ruídos maiores no funcionamento e é necessário um sistema de acoplamento amortecedor.

Entre os diversos redutores, cita-se:

- Transmissões por parafuso sem-fim: são empregadas para eixos reversos para relação de transmissão de até 1:100 por estágio, com rendimento de 97 a 45%, Antunes e Freire (1998).
- Transmissões por engrenagens frontais ou cilíndricas: utilizada entre eixos paralelos para transmissões de um só estágio com relação de transmissão de até 8 e de dois estágios de até 45, para potências de até 25000 CV, para rotações de até 100000 rpm e velocidades tangenciais até 200m/s. Seu rendimento é de até 99%. Para uma marcha mais silenciosa, empregam-se engrenagens com dentes helicoidais.
- Transmissões por engrenagens cônicas: empregadas em eixos concorrentes e relações de multiplicação até 6.
- Transmissões por engrenagens cônicas descentradas: utilizadas para eixos reversos, com pequena distância entre eixos Niemann (1971).

Como não há know-how por parte da equipe para se construir uma transmissão com diferentes relações de transmissão que atendesse os critérios das provas da competição, foi escolhido utilizar um CVT, pelos seguintes motivos:

- Maior conforto para o piloto, visto que este sofrerá menos cansaço ao se diminuir o fator 'troca de marchas', sendo que a prova demanda muito desgaste físico, por ser extensa;

- Relações de transmissão que atendem aos requisitos de torque e potência da prova;
- Pouca vibração;
- Poucos ruídos;
- Não há necessidade de lubrificação, diminuindo a manutenção do veículo.

Os CVT's são sistemas onde a relação de transmissão é variável, ou seja, de acordo com a rotação das polias, elas se movem e promovem a alteração da velocidade e do torque. Hahn et al (2001) fala que as transmissões automáticas e continuamente variáveis vêm expandido seu uso comercial em veículos de passageiros. Segundo Minowa et al (1996), a utilização de transmissão automática proporciona uma maior economia de combustível, bem como melhora a dirigibilidade.

O CVT utilizado pela equipe Galileu é composto por duas polias que variam de tamanho, de acordo com a velocidade e potência despejada pelo motor no eixo. A transmissão de movimento é feito através de uma correia em 'V'.

O funcionamento deste CVT se dá da seguinte forma:

- Polia motora (drive) - em um primeiro momento, ela se encontra aberta, ou seja, a correia trabalha no diâmetro mínimo da polia. O fechamento desta polia se dá por ação da força centrífuga, onde as massas dos comes no interior da polia promovem o fechamento da mesma;
- Polia movida (driven) – a força tangencial resultante do torque transmitido pela correia e promove a abertura das partes da segunda polia que inicialmente trabalhava em seu diâmetro mínimo. Uma mola promove a resistência à abertura.

Inicialmente, o CVT especificado foi o da marca COMET, modelo 780. Acreditava-se que sua maior variação na relação de transmissão entre polia aberta e fechada, proporcionaria melhores resultados quando solicitado uma maior potência. Além disso, a maioria dos competidores nacionais utiliza tal CVT. Porém, em contato com equipes no exterior, que utilizam o CVT P 90 da marca Polaris, chegamos à conclusão de que este seria o ideal, por promover um maior torque, o que é mais solicitado em uma prova off-road.

## **2.2. Calculo da Relação de Transmissão**

O motor utilizado na competição é do tipo Briggs & Stratton, de 4 tempos, monocilíndrico, com potência de 10HP série 20 código 205432 ou 205437, refrigerado a ar. Por motivos de tempo e complexidade do regulamento, maiores modificações não foram feitas nas características iniciais do motor.

## **2.3. Calculo da Relação de Transmissão**

Para calcular o fator de redução da caixa de engrenagens, foi necessário estabelecer um parâmetro para princípio de cálculo. Tendo em mãos as curvas características do motor de torque e potência, pensamos em trabalhar inicialmente onde é mais solicitado o veículo o torque.

Porém, analisando outras variáveis, decidimos fazer um levantamento de dados estatísticos dos vencedores do ano anterior das principais provas. Assim, fizemos uma média dos três primeiros lugares na prova Velocidade e os três primeiros da prova Enduro. Fazendo uma média da velocidade final dos seis competidores, chegamos ao consenso de uma velocidade final a ser trabalhada.

O governador do motor deve estar ajustado para uma rotação máxima de 3800rpm, durante a verificação do motor. Sendo assim, os cálculos devem partir de uma rotação máxima de 3800rpm. Estabelecido uma relação de 7,8: 1, o próximo passo é verificar a disponibilidade de se fazer essa redução por engrenagens.

## **2.4. Dimensionamento das Engrenagens**

Pelos fatores já citados acima, foi escolhido utilizar uma transmissão secundária por engrenagens. Como o cálculo e dimensionamento de engrenagens demandam um tempo extremamente elevado, além de ser de uma complexidade incompatível com as necessidades do projeto, resolvemos utilizar uma planilha de cálculo de engrenagens conforme DIN 3969 e DIN 867.

Como fazê-lo com apenas um par de engrenagens resultaria numa redução fora das recomendações, o que faria desgastar muito a engrenagem menor, e resultaria numa outra engrenagem extremamente grande, foi escolhido um trem de engrenagens.

## **2.5. Dimensionamento dos Eixos das Engrenagens**

Conforme relata Niemann (1971), eixos servem apenas para apoiar peças de máquinas, mas não transmitem momento de torção. Já eixos-árvore, servem para a transmissão de momento de torção e são solicitados á torção, ou á torção e a flexão.

Todo eixo deve ser dimensionado tanto à flexão quanto à torção. Porém, os efeitos da flexão podem ser atenuados e até mesmo desprezados, quando a massa da roda é muito pequena. Segundo Niemann (1971), citado por Antunes e Freire (1988), uma técnica de se atenuar a flexão é de se apoiar as forças fletoras no eixo o mais próximo possível dos apoios dos mancais, a fim de se diminuir o momento gerado nesse apoio.

A Eq. (3) é utilizada no caso de dimensionamento de eixos quanto à flexão.

$$d = 2,173 \sqrt[3]{\frac{M_b}{\sigma_b}} \quad (3)$$

A Eq.(4) e Eq. (5) é utilizada no caso de eixos dimensionados quanto a flexão e a torção.

$$d = 2,173 \sqrt[3]{b \cdot \frac{M_v}{\sigma_b}} \quad (4)$$

$$M_v = \sqrt{M_b^2 + \left(\frac{a}{2} \cdot M_t\right)^2} \quad (5)$$

## 2.6. Dimensionamento da Árvore de Transmissão

Para o dimensionamento da árvore de transmissão, o mesmo critério anterior é válido. Porém, há um fator extremamente importante para se observar em veículos mini-baja: a suspensão traseira. Conforme o projeto da suspensão, o eixo-árvore responsável por transmitir o movimento da caixa de engrenagens até a roda é também parte da suspensão, ou seja, será responsável por suportar todo o peso da parte traseira do automóvel. Sendo assim, deverá ser um eixo robusto, calculado para suportar não só a flexão resultante da rotação e potência mas também quanto à flexão que sofrerá por ter atuando em si parte da estrutura.

Outro detalhe importante desta árvore é sua articulação. É necessário que haja tal articulação tipo Cardan, porém sem a compensação axial. Todo o movimento de amortecimento feito pela suspensão traseira será possível por esse mecanismo, que deverá contar com uma cruzeta, de preferência sem pino graxeiro. É necessário também criar um mancal que suporte o amortecedor e que seja o alojamento do rolamento que irá trabalhar na árvore.

## 2.7. Dimensionamento de Estrias

As estrias, além de substituir as chavetas, permitem a transmissão de movimentos e torque muito elevado. Para uma mesma transmissão, a árvore estriada é mais forte do que a árvore com chavetas.

Existem, a saber, três tipos principais de chavetas:

- Estrias com perfil de lados paralelos;
- Estrias com perfil envolvental;
- Serrilhados envolventais (se assemelham ao perfil envolvental, mas com ângulo de pressão de 45°).

Para veículos a motor, são utilizadas as normas DIN 5431 até 5434, que tratam de estrias de lados paralelos.

A Eq. (6) calcula o momento de torção de uma estria.

$$T = 0,75 \cdot \sigma_c \cdot h i \left( \frac{D-h}{2} \right) \cdot L \quad (6)$$

Onde:

Onde:

L – comprimento útil das estrias;

$\sigma_c$  – pressão de contato nos flancos;

h – altura dos flancos;

i – número de estrias;

D – diâmetro externo das estrias;

0,75 – fator que compensa a falta de uniformidade na distribuição das estrias.

O  $\sigma_c$  ajustagem permanente e material sem tratamento térmico, conforme as especificações do Mini-baja, é de 500 a 1000 Kgf/cm<sup>2</sup>.

Para se saber os diâmetros internos e número de flancos utilizam-se a Tab (1), conforme DIN 5463:

**Tabela 1. Norma DIN 5463 para diâmetros internos e números de flancos para estrias.**

d1	MÉDIO - DIN 5463			
	i	d2	b	T10
11	6	14	3	25,4
13	6	16	3,5	29,5
16	6	20	4	57
18	6	22	5	63
21	6	25	5	72,5
23	6	28	6	109
26	6	32	6	144
28	6	34	7	154
32	8	38	6	231
36	8	42	7	258
42	8	48	8	297
46	8	54	9	450
52	8	60	10	505
56	8	65	10	535
62	8	72	12	85
72	10	82	12	1155
82	10	92	12	1350
92	10	102	14	1455
102	10	112	16	1605
112	10	125	18	2450

## 2.8. Escolha dos Rolamentos

Para a escolha do rolamento da roda, é necessário identificar qual tipo de carga atuante nos eixos. No caso da transmissão, a carga é combinada, já que o amortecedor é fixado a 70° do eixo, o que faz com que a carga equivalente tenha um módulo alto, ou seja, tanto a carga axial quanto a radial é alta.

Existem no mercado vários tipos de rolamentos. Entre os mais comuns, podemos citar:

- Rolamentos rígidos de esferas;
- Rolamentos autocompensadores de esferas;
- Rolamentos de esferas de contato angular;
- Rolamentos de rolos cilíndricos;
- Rolamentos de agulhas;
- Rolamentos autocompensadores de rolos;
- Rolamentos de rolos cônicos;
- Rolamentos axiais de esfera

A carga combinada consiste em uma carga radial e uma axial que atuam simultaneamente. A característica mais importante que afeta a capacidade de um rolamento ao suportar carga axial é seu ângulo de contato  $\alpha$ . Quanto maior for esse ângulo, tanto mais adequado é o rolamento para suportar cargas axiais. Partindo do princípio do diâmetro da árvore ser grande, a maioria dos rolamentos aqui citados estaria superdimensionada quanto à carga dinâmica. Porém, o mais indicado seria o rolamento de rolos cônicos, por sua maior capacidade de carga axial.

## 2.9. Escolha do Material do Eixo-Árvore

A escolha do material do eixo de transmissão de um mini-baja passa por um ponto importante no que se diz respeito a competições de alto nível: peso. Comprovadamente, veículos mais leves têm melhor desempenho nas competições automobilísticas, sendo que a relação peso-potência é primordial, ainda mais considerando a pouca potência fornecida pelo motor padrão da competição, 10cv.

Sendo assim, o mais indicado é se utilizar um alumínio duro, com tensão de escoamento alta, para se fabricar o eixo de transmissão. Bayrakceken et al (2007), propôs um eixo em alumínio, e comprovou uma redução de 75% em peso e um aumento de 160% da capacidade de transmissão de torque. Sekiguchi et al (2009), salienta um aumento na produção de eixos de transmissão modernos em alumínio, devido a sua baixa massa e fácil usinabilidade, salienta também os critérios de dureza na escolha do alumínio, devido ao desgaste superficial.

## 2.10. Dimensionamento das Engrenagens

As engrenagens são elementos de transmissão de movimento muito usuais na indústria. Por suas pequenas dimensões e grande capacidade de carga, são as soluções mais utilizadas para transmissão e aumento de velocidade ou potência.

Para veículos, o mais usual são engrenagens helicoidais, por seu baixo ruído e baixo nível de vibração. Para tal dimensionamento, utilizam-se as normas DIN 867 e DIN 3969.

## 3. ESTUDO DE CASO

Para participação da Equipe Galileu na XVI Competição Baja Sae Brasil, foi proposto o dimensionamento de todo o *powertrain* do veículo. Como se trata de um veículo off-road, as solicitações de torque e potência são os principais aspectos a serem observados na hora da escolha do tipo de transmissão, bem como na relação da rotação do motor com a rotação da roda.

### 3.1. Cálculo da Relação de Transmissão

Para o cálculo da relação máxima de transmissão, foi estabelecida a média das velocidades dos três ganhadores da prova 'Enduro' e os três da prova 'Velocidade'. Adicionando as eventuais perdas de transmissão, a velocidade máxima estabelecida ficou em 60 Km/h.

Observando a curva de potência e velocidade do motor, juntamente a regra de rotação máxima estabelecida.

Os dados das relações de transmissão do CVT são:

Relação mínima do CVT = 3,83

Relação máxima do CVT = 0,78

Chegamos assim aos valores de rotação no eixo da roda e do CVT de:

Rotação no eixo da roda = 630,70 rpm

Rotação no eixo do CVT = 4871,79 rpm

Temos então uma relação de redução secundária por engrenagens de:

$$i = 7,8$$

### 3.2. Dimensões das Engrenagens

Como a relação de transmissão final resultaria numa roda muito grande, resolveu-se utilizar duas reduções. Através da Fig. (1), podemos ver as engrenagens acopladas nos eixos.

Os dados das duas rodas podem ser observados abaixo, conforme DIN 3969 e DIN 867. As medidas das engrenagens da primeira redução podem ser observadas na Tab.(2).

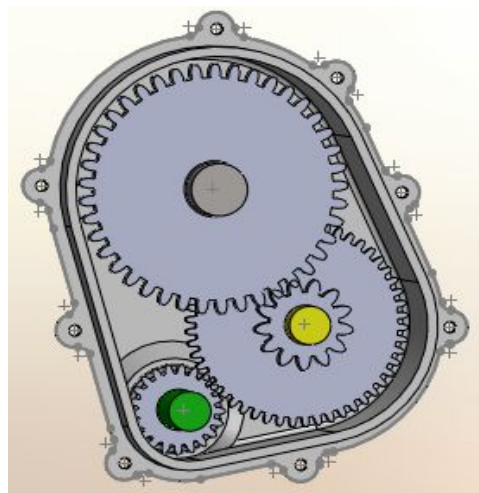


Figura (1). Engrenagens acopladas nos eixos.

Tabela 2. Dados das engrenagens da caixa redutora.

	roda 1	roda 2	roda 3	roda 4
redução	2,4762		3,138	
potência de entrada/saída (KW)	5,22		5,22	
grau de eficiência	1		1	
distância entre centros(teórico) (mm)	74,631		83,857	
distância entre centros(escolhido) (mm)	75		85	
largura da engrenagem (mm)	40		60	
módulo normal (mm)	2		3	
ângulo de hélice (graus)	12		15	
ângulo de pressão normal (graus)	20		20	
passo normal (mm)	6,283		9,425	
folga entre os flancos (mm)	0,153mín	0,225máx	0,186min	0,269min
número de dentes	21	52	13	41
diâmetro do círculo primitivo (mm)	42,938	106,323	40,376	127,339
diâmetro do círculo externo aprovado (mm)	48,125	109,84	48,5	132,78
diâmetro do círculo interno aprovado (mm)	41,016	103,438	38,382	124,74
espessura do cordal do dente de corte frontal	3,658	3,045	5,869	4,762
altura do dente na espessura do cordal	2,593	1,758	4,062	2,721

### 3.3. Dimensões dos Eixos

Os eixos da caixa de redução podem sofrer tanto flexão quanto torção. No caso do eixo que suportará o CVT em balanço, foi necessário o cálculo da flexão. Já no caso dos outros eixos que suportariam apenas as engrenagens, foi desprezada a flexão. O material utilizado para os cálculos foi o aço SAE 1045, com  $\sigma_e$  de:

$$\sigma_e = 3000 \frac{Kgf}{cm^2}$$

E o coeficiente de segurança de:

$$s = 5$$

Sendo assim, o eixo que suportará o CVT terá sua flexão calculada pela Eq. (7).

$$d = \sqrt[3]{\frac{32.M_f}{\pi.\sigma_f}} \quad (7)$$

Como a massa do CVT e a distância média dela em relação ao ponto de apoio na caixa são de:

$$m = 8,5Kg$$

$$l = 85mm$$

Isso resulta num eixo com diâmetro mínimo de:

$$d = 0,984cm$$

Para os outros dois eixos, a Eq. (8) relaciona apenas a torção no eixo.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16.M_t}{\pi.\tau}} \quad (8)$$



Sabendo que a primeira redução tem o fator  $i = 2,47$ , temos o diâmetro mínimo do segundo eixo de:

$$d = 1,492cm$$

Já a segunda redução tem o fator  $i = 3,15$ , o diâmetro mínimo do terceiro eixo de:

$$d = 2,1546cm$$

O material utilizado para a fabricação destes eixos deve ser uma liga especial SAE 4320, mas para fins de cálculo pode-se utilizar o material aqui citado.

Podemos observar na Fig. (2) uma visão da montagem das engrenagens nos eixos.

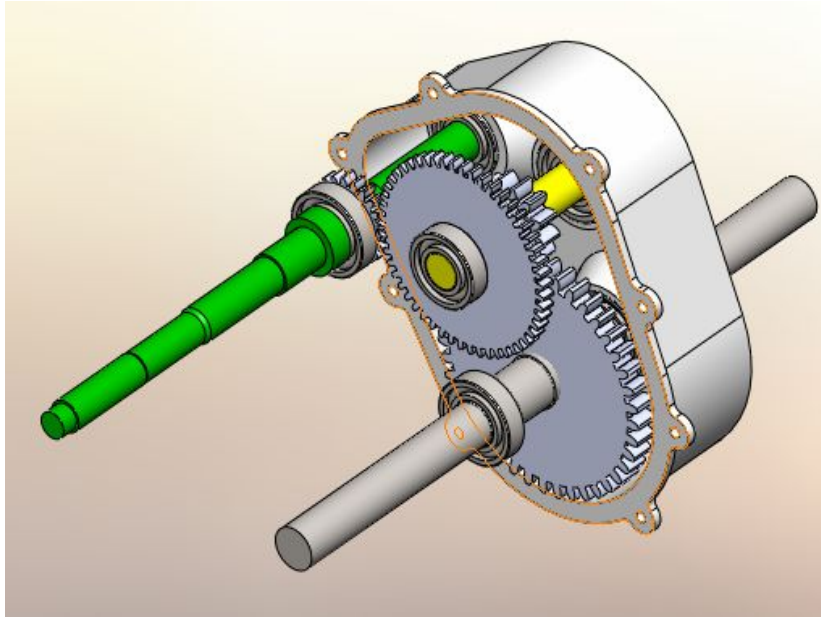


Figura 2. Montagem dos eixos, engrenagens e rolamentos na carcaça da caixa.

### 3.4. Cálculo das Semi-Árvores

Para o cálculo das semi-árvores, que sofrerá tanto a torção quanto a flexão, é necessário fazer os dois cálculos citados acima. O material utilizado para esse cálculo é o Alumínio AA2011-T8, com tensão de escoamento de:

$$\sigma_e = 310Mpa$$

A carga atuante no eixo quanto a flexão é:

$$Q = 184,1Kg$$

Isto resulta num eixo de:

$$d = 3,13cm$$

## 4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Para o dimensionamento de um veículo off-road, é necessário estar atento às particularidades do projeto. A utilização de alumínio AA2011-T8 de alta tensão de escoamento permitiu um eixo com menor inércia, menor peso final do projeto e alta resistência. A escolha por um trem de engrenagens permitiu uma caixa de engrenagens mais compacta e de fácil manutenção, e o uso de CVT nos permitira um maior rendimento quanto a dirigibilidade e ganhos de potencia, e uso de estrias proporcionou melhor distribuição de tensões na extremidade dos eixos. Os resultados obtidos nos cálculos estão dentro das expectativas do projeto, como os valores obtidos na relação de transmissão e o diâmetro dos eixos e as forças atuantes no mesmo.



Mais do que utilizar o usual dentro da indústria, é necessário estar atento aos caminhos alternativos que possam gerar resultados melhores, mesmo que influencie no custo final do projeto, mas que beneficiará o rendimento do veículo.

## **5. REFERÊNCIAS**

- Antunes, I., and Freire, M.A.C, 1998, "Elementos de Máquinas", São Paulo: Érica, 296 p.
- Niemann, G., 1971, "Elementos de Máquinas", São Paulo: E. Blucher, Vol. 3.
- Bayrakceken, H., Tasgetiren, S., and Yavuz, I., 2006, "Two Cases of Failure in the Power Transmission System on Vehicles: A Universal Joint Yoke and Drive Shaft", Engineering Failure Analysis.
- Hahn, J.O., Hur, J.W., Cho, Y.M. and Lee, K., 2001, "Robust Observer-Based Monitoring of a Hydraulic Actuator in a Vehicle Power Transmission Control System", Control Engineering Practice.
- Makevet, E. and Roman, I., 2001, "Failure Analysis of a Final Drive Transmission in Off-Road Vehicles", Engineering Failure Analysis.
- Minowa, T., Kimura, H., Ozaki, N. and Ibamoto, M., 1996, "Improvement of Fuel Consumption For a Vehicle With an Automatic Transmission Using Driven Power Control With a Powertrain Model", JSAE Review.
- Sekiguchi, S., Suzuki, H., Richard, G., Ryper, V., and Ritchey, D.J, 2009, "Development of a New Seal Material to Reduce Energy Losses in Vehicle Transmissions", Dupont Automotive, Troy, Michigan, USA.



**VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil**  
*August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil*

## **THEORETICAL ANALYSIS OF THE SIZING OF A BOX FOR REDUCING TRANSMISSION OF VEHICLE MINI-BAJA**

**Diego Felipe Rodrigues da Silva, hcc\_diegofellipe@hotmail.com<sup>1</sup>**  
**Rafael José da Cunha Deiró, rafaeldeiro@gmail.com<sup>1</sup>**  
**José Carlos de Lacerda, cem@unilestemg.br<sup>1</sup>**  
**Valmir Dias Luiz, valmir\_dl@yahoo.com.br<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Centro Universitário do Leste de Minas Gerais, AV. Tancredo Neves, 3500, B. Universitário, Coronel Fabriciano.

***Abstract.** The design of a mechanical transmission involves many aspects. From the choice of material to be used in the manufacture of axes to the type of transmission to be used. A case of transmission of off-road vehicle must withstand the impacts of proof should therefore be robust. Must also meet the demands of proof of power and, especially, power. As the suspension design, the spindle is responsible for transmitting the movement of the gearbox to the wheel is also part of the suspension, will be responsible for supporting the weight of the rear of the car should be a robust axis, calculated to supporting the not only the strength resulting from the rotation and power but also the strength to suffer for having acting itself part of the structure. The choice of material of the axis of a mini-baja goes through a important point in international competitions: weight. Arguably, lighter vehicles have better performance in motor racing, and the power to weight ratio is essential, especially considering the low power provided by the standard engine of competition, 10hp. thus, the compromise is to use an aluminum hard, with high yield stress, to produce the drive shaft. For vehicles, the helical gears are used for their low noise and low vibration. For this design, we use the DIN 867 and DIN 3969. For the design of an off-road vehicle, you must be attentive to the details of the project. In the choice of materials, design considering the large shocks that occurred during the competition for the care of body weight, leads us to understand more than if you use the usual within the industry must be aware of alternative ways to give better results.*

**Keywords:** gears, gearbox, mini-baja.