

DESENVOLVIMENTO E DIMENSIONAMENTO DE UM CÂMBIO DE UM AUTOMODELO PARA OCUPANTE ÚNICO

DEVELOPING AND SIZING AN EXCHANGE OF A SINGLE OCCUPANT

Hamilton Oliveira Toledo ¹
Argelio Lima Paniago ²

Data de entrega dos originais à redação em: 07/12/2019
e recebido para diagramação em: 18/05/2021

Com a crescente dificuldade com relação ao espaço urbano, vagas para estacionar são um problema emergente, desta forma a busca de veículos mais compactos e econômicos têm sido alternativas para estas questões. Na cidade de São Paulo a média de ocupantes por carro é de 1,4 (GLOBO 2011), além de 5.729.252 automóveis (carros leves) registrados na mesma cidade (IBGE 2018), com esses dados é possível obter uma percepção de perda de espaço gerado. Diante a essa premissa, o objetivo proposto é dimensionar um câmbio para um modelo de veículo compacto de uso urbano de ocupante único, uma nova alternativa de transporte, utilizando um motor de 250 [cm³]. Para a realização deste trabalho, foi realizado uma pesquisa bibliográfica exploratória nas principais bases de dados para identificar o conhecimento existente sobre o assunto, e também para dar suporte aos cálculos necessários para a sua realização. Com esses dados foram escolhidas as reduções das velocidades, 1° a 5° e a ré por meio de simulação em planilhas de cálculo, usando variações de velocidade e ângulo da via percorrida, com base nas características do veículo em questão. Logo após é calculada as dimensões e características dos pares de engrenagens, e os demais elementos ligados ao câmbio como rolamentos, carcaças, trambuladores, sincronizadores, eixos e buchas, etc. Ao final se tem os gráficos de simulação de operação do câmbio, verificando a aplicabilidade do modelo sobre as condições necessárias.

Palavras-chave: Automóvel Mono Ocupante. Inovação. Modelo Teórico Mecânico. Câmbio Automotivo.

With the growing difficulty in relation to urban space, parking spaces are an emerging problem, so the search for more compact and economical vehicles has been an alternative to these issues. In the city of São Paulo, the average number of occupants per car is 1.4 (GLOBO 2011), however 5,729,252 cars registered in the same city (IBGE 2018), with these data it is possible to obtain a perception of loss of space generated. In view of this first product, the proposed objective is to designate an exchange for a compact vehicle model for urban use of a single occupant, a new transport alternative, using an engine of 250 [cm³]. To carry out this work, an exploratory bibliographic search was carried out in the main databases to identify the existing knowledge on the subject, and also to support the calculations necessary for its realization. With these data, speed reductions, 1° to 5° and reverse were chosen by means of simulation in spreadsheets, using variations in speed and angle of the road traveled, based on the characteristics of the vehicle in question. Afterwards, the dimensions and characteristics of the gear pairs are calculated, as well as the other elements connected to the gearbox, such as bearings, housings, struts, synchronizers, shafts and bushings, etc. At the end we have the exchange operation simulation graphs, verifying the applicability of the model under the necessary conditions.

Keywords: Single Occupant Car. Innovation. Theoretical Mechanical Model. Automotive Exchange

1 INTRODUÇÃO

Com o aumento de uso de veículos para transporte pessoal, é cada vez maior a ocupação das vias, estradas e rodovias urbanas, um exemplo é a cidade de São Paulo onde a média de ocupantes por carro é de 1,4 (VOITCH, 2011), embora os modelos, em sua maioria, tenham capacidade para 5 pessoas, além da mesma cidade ter 5.729.252 automóveis registrados (IBGE 2018). A figura 1 representa a diferença de 55 passageiros em suas diferentes modalidades de trânsito, comparado ao espaço físico ocupado.

Figura 1 – Ilustração da ocupação 55 pessoas em diferentes meios de locomoção, bicicleta, ônibus e carro



Fonte: Gazeta do povo (2013)

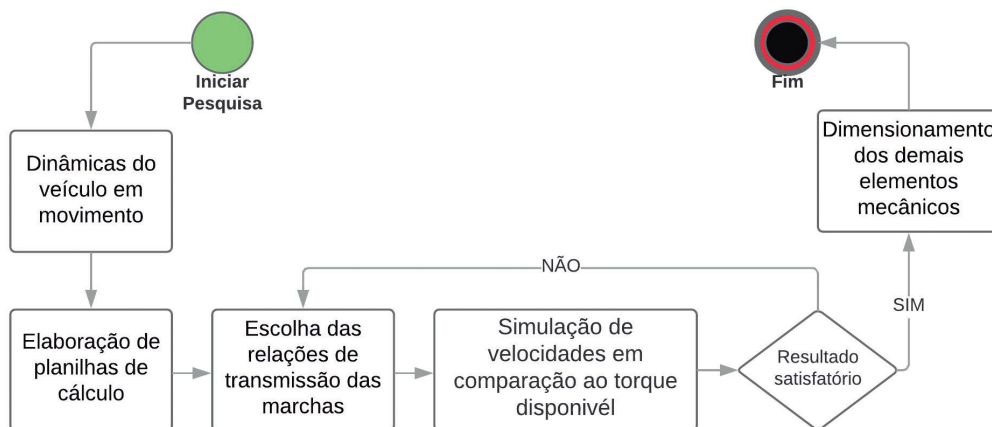
1 - Engenharia mecânica IFSP Piracicaba. < hamilton_toledo@hotmail.com >.
2 - Engenharia Mecânica.

Partindo desse pressuposto a criação de câmbio para um automóvel para um único ocupante torna-se oportuno, um modelo econômico, mas ao mesmo tempo confortável e compacto, ideal para os ambientes de grandes cidades. Utilizando-se um motor de motocicleta 250 [cm³] já existente no mercado, com um dimensionamento adequado da transmissão, é possível chegar a um consumo de combustível baixo (km/l) comparado aos modelos compactos existentes no mercado. O desenvolvimento de um câmbio para uma nova mobilidade de locomoção urbana é o objetivo desse artigo, garantindo uma boa eficiência energética, pois com um bom dimensionamento das velocidades é possível a locomoção a velocidades maiores com rotações mais baixas e com um motor de cilindrada menor que queima menor quantidade de combustível em função do tempo, garantindo um consumo de combustível menor.

O câmbio é o elemento que reduz ou aumenta torque e a rotação do motor para a roda, funcionando em redução para velocidades baixas, onde o torque necessário é maior que o disponível pelo motor para iniciar o movimento (vencer a inércia) e/ou subir ladeiras (LECHNER e NAUNHEIMER, 1999). Funciona em aumento quando o veículo está já a alta velocidade e/ou com elevações baixas, garantindo uma rotação maior que a disponível pelo motor, gerando uma velocidade maior, porém com torque baixo. Estes extremos são a 1^o velocidade reduzida e 5^o velocidade como aumento, sendo que entre essas velocidades a redução vai diminuindo em progressão do número das velocidades.

Dessa forma, se propõe desenvolver o sistema de transmissão desse veículo compacto, o qual, na sequência, se integrará a um projeto semelhante aos carros da competição Baja Brasil (BRASIL, 2019) em tamanho e componentes mecânicos, porém contando com uma cabine climatizada, guarda volume e componentes eletrônicos de segurança, além dos componentes obrigatórios, conforme legislação vigente, DENATRAM (Departamento Nacional de Trânsito).

Figura 2 - Fluxograma de pesquisa



Fonte: O autor

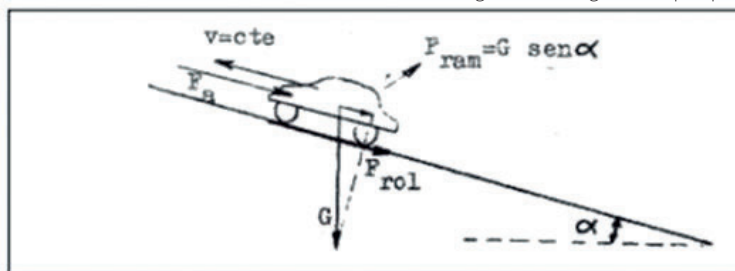
2 DESENVOLVIMENTO

O trabalho foi desenvolvido seguindo o fluxograma apresentado na figura 2. O qual foi definido a partir do planejamento realizado no início do projeto.

2.1 Conhecimento das dinâmicas do veículo em movimento

Para dimensionamento do câmbio foi definida as premissas relacionadas a dinâmica que o veículo terá com o meio que irá se locomover, rodovias e ruas de perímetro urbano (Figura 3).

Figura 2 - Fluxograma de pesquisa



Fonte: Garcia, Brunetti (1992)

Os vetores representados na figura são, F_{ram} = Força rampa (Força gravitacional) [N], F_a = Força de arrasto aerodinâmico [N], F_{rol} = Força de resistência ao rolamento [N]; V = Velocidade [m/s].

2.2 Elaboração de planilhas de cálculo

Para cálculo dos módulos e direções dessas forças foi elaborado uma planilha no programa EXCEL®, essa planilha partiu de premissas pré-definidas, o peso do carro, o ângulo de subida α , o torque do motor e a rotação do motor Tabela 1.

Tabela 1 - Premissas de cálculo

Característica	Valor	Característica	Valor
Massa do carro [kg]	500,0	α max [rad]	0,28
Peso carro [N]	4900,0	Torque motor [N.m]	24,0
α max [°]	16,0	Rotação torque máximo [rpm]	7000,0

Fonte: O Autor

A massa 500 [kg] foi adotada para o veículo e gravidade de valor aproximado em 4,9 [m/s²], pois como mencionado anteriormente, o projeto terá similaridade aos carros do projeto Baja Brasil (BRASIL, 2019), ilustrado na figura 4, onde esses modelos têm faixa de peso de 300 a 400 [kg]. Desta forma, foram adicionados 100 [kg] referente aos itens que serão adicionados ao modelo adequando em segurança, como vidros protetores e maior reforço na carenagem, além dos itens obrigatórios de nossa legislação de trânsito, farol, setas, velocímetro, dentre outros.

Figura 4 – Modelo BAJA

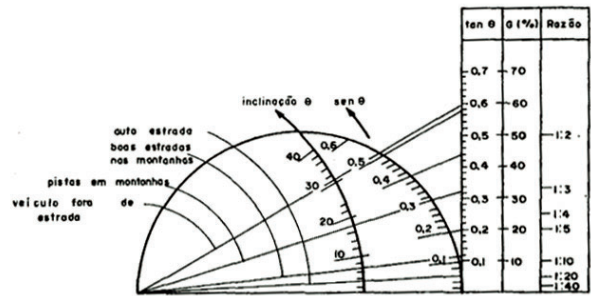


Fonte: Online (2020)

Para o torque do motor foi adotada uma curva de um motor de motocicleta figura 6, (MAGNANI, 2017), o qual tem torque máximo de 24 [N.m] a 7000 [rpm] referentes ao motor 4 tempos de 250 [cm³].

A faixa do ângulo de subida α foi escolhida entre 0 a 16 [°], conforme informado por Silveira (2007), tabela 1. Sendo dimensionado a primeira velocidade para ter torque suficiente superar a força peso exercida no ângulo máximo de 16 [°], pior condição de esforço que o veículo irá encontrar em seu percurso. Outra referência que auxiliou na definição dessa variável angular é vista na figura 5, onde a aplicação do automóvel urbano percorre auto pistas e boas estradas nas montanhas, valor de ângulo projetado é respectivamente 4 e 8 [°].

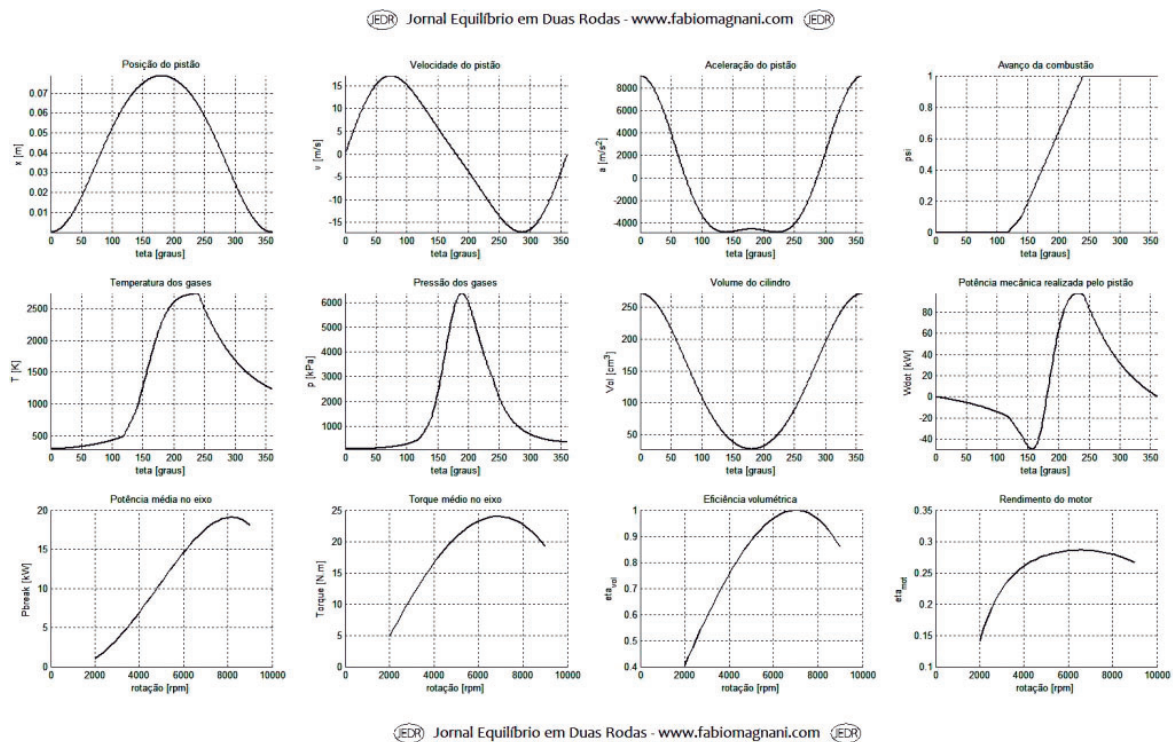
Figura 5 - Abaco de inclinação da pista



Fonte: Canale (1989, figura 4.7)

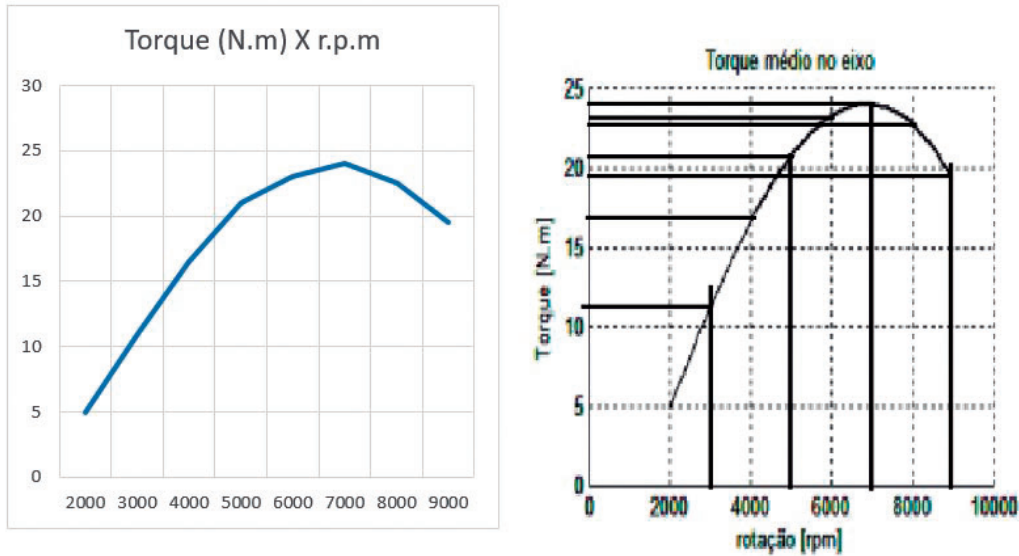
Como comparativo foi elaborada uma pesquisa com motores na faixa de 250 a 300 [cm³], com torque máximo na faixa de 20 a 30 [N*m], assim a curva encontrada condiz com o motor a ser escolhido. Essa curva mencionada foi elaborada traçando pontos no gráfico de torque médio no eixo e é representada pela figura 7.

Figura 6 – Torque (N.m) X Rotação do motor (rpm)



Fonte: Magnani (2017)

Figura 7 - Gráfico à esquerda reproduzida conforme torque do motor de Magnani (2017) a direita



Fonte: O Autor

A partir dessas premissas, foi feito o cálculo dos módulos das forças descritas. Todas as equações abaixo têm por referência Garcia e Brunetti (1992). Para o cálculo das forças foram utilizadas as equações 2.1, 2.2, 2.3:

$$F_{ram} = G \cdot \text{sen } \alpha \quad (2.1)$$

$$F_a = C_a \times \frac{\rho_{ar} \times v^2 \times A_{fr}}{2} \quad (2.2)$$

$$F_{rol} = (0,012 + 0,0003 \times v^{1.1})G \quad (2.3)$$

Em que:

- F_{ram} = Força rampa) [N]
- α = Ângulo de subida [°]
- C_a = Coeficiente de arrasto
- v = Velocidade [m/s]
- ρ_{ar} = Massa específico do ar [kg/m³]
- A_{fr} = Área frontal do veículo [m²]
- F_a = Força de arrasto [N]
- F_{rol} = Força de resistência ao rolamento [N]
- G = Força normal sobre o veículo [N]

O valor de C_a adotado foi 0,35, similar ao modelo Chevrolet Corsa® (ANDRADE, 2021), pois o automodelo terá a similaridade na parte frontal em questão de formato aerodinâmico (SOUSA e GONÇALVES, 2013), figura 8. O Peso específico do ar (ρ_{ar}) tem valor de 1,2754 kg/m³ (WYLEN, 2009), para a área frontal foi adotado 1,5 [m²], condizente com o que o automodelo terá, utilizando a figura 8 de possível layout do modelo.

Para a velocidade foi adotada a faixa de 0 a 80 [km/h] devido ser a velocidade máxima em perímetro urbano do Brasil (TRÂNSITO, 1997)

A força de resistência, equação 2.4, é a soma das forças mencionadas anteriormente.

$$F_{res} = F_a + F_{rol} + F_{ram} \quad (2.4)$$

Em que:

F_{res} = Força de resistência ao rolamento [N]

Obtendo o valor de F_{res} , se multiplica o raio da roda (equação 2.5), adotado como 0,235 [m], metade do diâmetro de uma roda aro 13" com pneu 165/70R13 já existente no mercado (GOODYEAR, 2021)

Figura 8 - A direita automodelo projetado a esquerda Corsa Windy®



Fonte: Andrade (2021) adaptado

. Encontrando-se o momento mínimo para roda superar a resistência produzindo assim movimento, a força de propulsão.

$$M_{roda} = F_{res} \times R_{roda} \quad (2.5)$$

Em que:

M_{roda} = Momento necessário na roda [N.m]

R_{roda} = Raio da roda [m]

Os cálculos explicados nas equações de 2.1 a 2.6 têm a dinâmica ilustrada pela figura 9.

Com o valor do momento necessário, é calculado o torque necessário (equação 2.6), sendo que a equação leva em consideração, além das relações, o rendimento da transmissão e do diferencial.

Em que:

$$T_{nec} = \frac{M_{roda}}{I_c \times I_d \times \eta} \quad (2.6)$$

T_{nec} = Torque necessário [N.m]

I_c = Relação de transmissão do câmbio, varia em 5 valores para as 5 diferentes velocidades

I_d = Relação do diferencial

η =Rendimento [%]

O valor de relação do diferencial adotado como base de cálculo foi de 4,1, o mesmo do modelo Chevette ano 76 a 79 (BRASIL, 1976). Valor do rendimento escolhido foi de 92[%], pois de acordo com Morello (2005), a eficiência global de um câmbio manual é de 92 a 97 [%]. Devido as perdas do conjunto foi adotado menor valor teórico, testando a premissa no cenário menos favorável.

2.3 Dimensionamento das faixas de velocidade

Após a obtenção dos valores de torque necessários para as faixas de operação do veículo, foi elaborado um gráfico de Torque x rotação, no qual é possível simular o comportamento do veículo em diferentes ângulos de rampa e diferentes velocidades, figura 10.

A linha vermelha na figura 10 ilustra o torque necessário [N*m] para o ângulo e a velocidade escolhida, simulando com valores diferentes na faixa de 0 a 16 [°] e 0 a 80 [km/h], dependendo da situação hipotética, sendo elas saída da inércia, subindo elevação a baixa e alta velocidade, sendo que em elevações altas a velocidade é baixa, conforme observado nos carros de rua atuais.

Cada curva do gráfico da figura 8, exceto a vermelha, indica uma marcha com velocidade e seu respectivo torque em função de rotação do motor.

Na equação 2.7, (GARCIA e BRUNETTI, 1992), é obtido torque em cada relação de velocidade para realização do gráfico, figura 10.

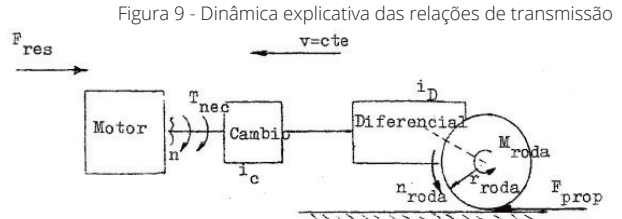
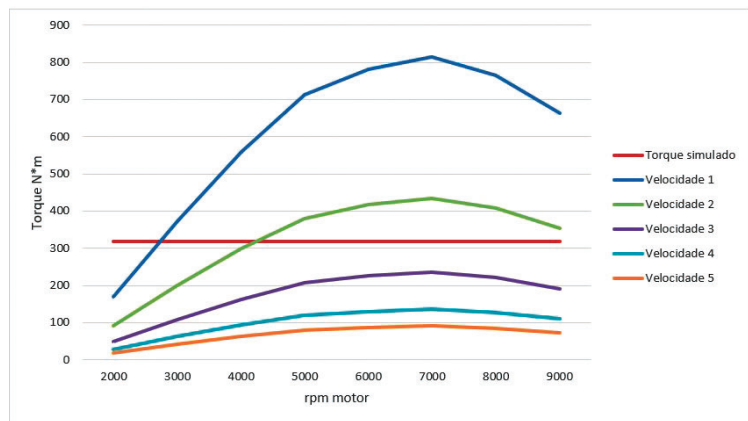


Figura 9 - Dinâmica explicativa das relações de transmissão

Fonte: Garcia, Brunetti (1992).

Figura 10 - Gráfico torque x rotação do motor para cada



Fonte: O Autor

$$T_{rpm} = T_{rot} \times I_c \times I_d \times \eta \quad (2.7)$$

Em que:

T_{rot} = Torque em uma determinada rotação [N.m]

T_{rpm} =Torque resultante em uma determinada rotação [N.m]

Com o auxílio da figura 10 que representa um gráfico gerado pela planilha de cálculo, foram definidos os valores das relações do câmbio para cada velocidade por método de simulação e resultado, onde é escolhido a relação e observado no gráfico seu comportamento em diferente rpm. Na tabela 2 observa-se os dados escolhidos para o câmbio, entre relação de transmissão para cada velocidade e as faixas de velocidade. A faixa de trabalho do motor é definida pelo fabricante, no caso Magnani (2017).

Tabela 2 - Características do câmbio com as faixas de velocidade, e relações das velocidades

Velocidade	Relação Transmissão	Relação Diferencial	Faixa de Trabalho do Motor [rpm]	Raio roda [m]	Velocidade Mínima [m/s]	Velocidade Máxima [m/s]
1	15,0	4,1	2000 7000	0,4	4,9	17,1
2	6,5	4,1	2000 7000	0,4	11,3	39,6
3	4,3	4,1	2000 7000	0,4	17,1	59,8
4	3,0	4,1	2000 7000	0,4	24,5	85,8
5	2,0	4,1	2000 7000	0,4	36,7	128,7

Fonte: O Autor

2.4 Dimensionamentos dos pares de engrenagens

Para o cálculo das características de cada par de engrenagens foram utilizados os conceitos de Shigley (1984) e suas equações que serão descritas abaixo, no qual se tem as equações 2.8 para tensão normal devido a flexão, 2.9 para tensão superficial de compressão e 2.10 para fator dinâmico para engrenagens de dentes polidos ou retificados, além de velocidade que é necessário para os cálculos das equações 2.8 e 2.9.

$$\sigma = \frac{W_t}{K_v \times b \times J \times m} \quad (2.8)$$

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_t'}{v \times b \times d_1 \times I \times K_v}} \quad (2.9)$$

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_t'}{v \times b \times d_1 \times I \times K_v}} \quad (2.10)$$

Em que:

- σ = Tensão normal devido a flexão [Pa].
- σ_H = Tensão superficial de compressão [Pa].
- W_t' = Carga transmitida corrigida [N].
- W_t = Carga transmitida [N].
- m = Módulo frontal [m].
- K_v = Fator dinâmico ou de velocidade.
- d_1 = Diâmetro primitivo da engrenagem menor [m].
- J = Fator geométrico.
- b = Largura do denteado [m].
- C_p = Coeficiente elástico do material [$KPa^{1/2}$].
- V = Velocidade [m/min].

A potência máxima do motor descrito escolhido é 19 [kW] (MAGNANI, 2017), assim pela equação 2.11 se obtém a força W_t , dependente da velocidade, que muda ao aumentar e diminuir o tamanho da engrenagem, equação 2.12

$$W_t = \frac{Pot \times 60}{v} \quad (2.11)$$

$$V = \pi \times dx \times rpm \quad (2.12)$$

Em que:

- W_t = Carga transmitida [N]
- Pot = Potência entregue pelo motor [W]
- V = Velocidade [m/min]
- dx = Diâmetro engrenagem x [m]
- rpm = Rotações por minuto

Para a escolha dos diâmetros é levado em consideração o módulo e o número de dentes da primeira engrenagem do par (Equação 2.13), o diâmetro da segunda é levado em consideração a relação da velocidade (Equação 2.14).

$$dx = z \times m \quad (2.13)$$

$$dx = d_1 \times i \quad (2.14)$$

Em que:

- dx = Diâmetro engrenagem x [m].
- m = Módulo frontal [m].
- i = Relação da velocidade

Como observado na equação 2.9 e 2.10, há o a tensão normal devido a flexão, valores obtidos segundo as equações 2.15, 2.16 e 2.17.

$$\sigma = \frac{S_n}{\eta g} \quad (2.15)$$

$$\eta g = k_o \times K_m \times \eta \quad (2.16)$$

$$S_n = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \times S_{rt} \quad (2.17)$$

Em que:

- ηg = Fator de segurança.
- σ = Tensão normal devido a flexão [Pa].
- S_n = Tensão normal não corrigida [Pa].
- η = Fator de segurança usual, sendo o valor de 2 para cargas de fadiga (Shigley, 1984).
- k_o = Fator de sobrecarga, 1,5, pois o projeto prevê choque leve da unidade de potência e choque moderado na engrenagem acionada, tabela 4.
- k_m = Fator de distribuição de carga, 1,3, sendo a largura do denteado se encaixa na faixa de 0 a 50 e a engrenagem tem montagens precisas, tabela 3.
- k_a = Fator de acabamento, 0,6 devido ao material a ser usado na engrenagem tem alta resistência a tração, figura 11, para material aço 8620 com têmpera superficial de 1,5mm (GERDAU, 2002) material de resistência a tração de 1852 [MPa].
- k_b = Fator de tamanho, 1 pois o passo é maior que 5, se o passo é menor que 5 é utilizado valor de 0,85.
- k_c = Fator de confiabilidade 0,897, usando uma confiabilidade de 0,9, pois pode haver variação na matéria prima do material e demais itens do conjunto., tabela 5.
- k_d = Fator de temperatura, 0,922 se tratando de um fator referente a temperatura de trabalho do par, onde é calculado segundo a equação 2.18 onde T é a temperatura de trabalho do câmbio, foi usado 90 [°C] caracterizando pior cenário. Faixa de trabalho de câmbio 60-90 [°C] (LECHNER e NAUNHEIMER, 1999)
- k_e = Fator de redução da concentração das tensões, 1 pois não há fator que reduziria a resistência de concentração das tensões.
- k_f = Fator de efeitos combinados, 1 como se trata de um câmbio em constante troca de velocidade, foi considerado flexão alternada, se fosse repetida seria 1,4.

$$k_d = \frac{344}{273 + T} \quad (2.18)$$

Em que:

- T = Temperatura de trabalho [C°]

Tabela 3 - Fator de Correção de Sobrecarga k0

Fonte de potência	Máquinas Acionadas		
	Uniforme	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choque leve	1,25	1,50	2,00
Choque médio	1,50	1,75	2,25

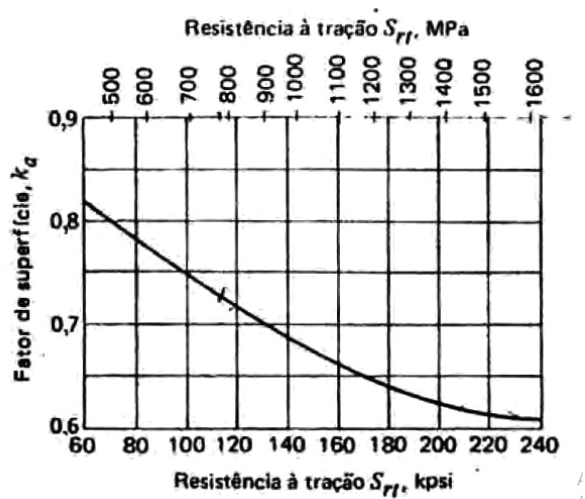
Fonte: Shigley (1984) adaptado

Tabela 4 - Fator de Distribuição de Carga Km para engrenagens

Características do apoio	Largura do denteado [mm]			
	0 a 50	152	228	406 em diante
Montagens precisas, pequenas folgas nos mancais, deflexão mínima, engrenagens de precisão	1,3	1,4	1,5	1,8
Montagens menos rígidas, engrenagens menos precisas, contato em toda a largura do denteado	1,6	1,7	1,8	2,2
Montagem e precisão tais que o contato uniforme não ocorre em toda largura do denteado	Maior que 2,2			

Fonte: Shigley (1984) adaptado

Figura 11 - Fator de acabamento, ka



Fonte: Shigley (1984)

Tabela 5 - Fator de Confiabilidade, kc

Confiabilidade R	0,50	0,90	0,99	0,999	0,9999	0,99999
Fator kc	1,00	0,897	0,814	0,753	0,702	0,659

Fonte: Shigley (1984) adaptado

Assim utilizando o valor de 1852 (GERDAU, 2002), se obtém:

$$S_n = 2169 \text{ Mpa}; \eta_g = 3,9; \sigma = 428,08 \text{ Mpa}$$

O próximo passo foi o cálculo a partir da tensão superficial de compressão σ_H , equações de Hertz. Para isso, foram definidos os valores de alguns fatores: Fator de vida (Cl) igual a 1,0, pois o projeto prevê uma durabilidade alta do câmbio (Tabela 6); Fator de confiabilidade (Cr) igual a 0,8 devido a confiabilidade de 0,99 (Figura 11). Fator geométrico 1,0 (Dentes helicoidais) e fator de temperatura (Ct) igual a 1,0, pois a temperatura de trabalho é menor de 121,9 [°C].

Tabela 6 - Fatores de modificação de vida (Cl)

Ciclos de vida	Fator de vida Cl
10^4	1,5
10^5	1,3
10^6	1,1
10^8 em diante	1,0

Fonte: Shigley (1984)

Com esses fatores definidos foi calculado σ_H :

$$\sigma_H = \frac{Cl \times Ch \times Sf_{sup}}{Ct \times Cr} \quad (2.19)$$

$$Sf_{sup} = 2,76 \times HB - 70 \quad (2.20)$$

Em que:

σ_H = Tensão superficial de compressão [Pa].

Cl = Fator de vida.

Ch = Fator da razão de dureza.

Ct = Fator de temperatura.

Cr = Fator de confiabilidade.

Sf_{sup} = Limite de resistência à fadiga superficial [Pa].

HB = Dureza Brinell, no caso 688 para o aço escolhido temperado [HB].

Com o valor de σ_H , é calculado o valor de I, equações 2.21, 2.22, 2.23, 2.24, 2.25, 2.26, 2.27 e 2.28, para depois ser calculado Wt, equação 2.9:

$$I = \frac{\sin \alpha t \times \cos \alpha t \times \xi_i}{2 \times Kn \times (i+1)} \quad (2.21)$$

$$Kn = \frac{Pbn}{0,95 \times d \times \alpha} \quad (2.22)$$

$$Pbn = pn \times \cos \alpha \times n \quad (2.23)$$

$$Pn = \pi \times mn \quad (2.24)$$

$$g_{\alpha} = \sqrt{(r1 + a)^2 - rb1^2} + \sqrt{(r2 + a)^2 - rb2^2} - (r1 + r2) \times \text{sen } \alpha \quad (2.25)$$

$$rbx = rx \times \text{cos } \alpha \quad (2.26)$$

$$a = 0,3 \times mn \quad (2.27)$$

$$i = Z2/Z1 \quad (2.28)$$

Em que:

l = Fator geométrico (durabilidade superficial) [m].

Zx = Número de dentes da engrenagem x.

i = Relação Z2/Z1.

Pn = Passo normal [m].

mn = módulo normal [m].

Kn = Razão de divisão de cargas.

α t = Ângulo de pressão frontal [°].

g_{α} = Comprimento da transmissão no plano transversal [m].

R2/R1 = Raio primitivo [m].

rb1 = Raio da circunferência de base 1 [m].

rb2 = Raio da circunferência de base 2 [m].

a = Raio de curvatura da cabeça do dente.

Pbn = Passo base ortogonal (normal) [m].

Kv = Fator dinâmico ou de velocidade.

Cp = Coeficiente elástico.

Wt = Carga transmitida calculada.

Kv = Fator dinâmico.

b = largura do denteado [m].

Essas equações e dados foram inseridos em uma planilha de cálculo, definidos valores de módulo e número de dentes para cada engrenagem de forma que as características atendessem à potência a ser transferida e as relações de cada velocidade, os dados das engrenagens estão na tabela 7, dividida em duas partes para melhor visualização.

Tabela 7 - Características das engrenagens

Velocidade	Nº dentes 1	Nº dentes 2	d1	d2	Módulo	Relação Velocidade
1	12	90	30	225	2,5	1:7,5
2	20	65	30	97,5	1,5	1:3,25
3	16	35	40	87,5	2,5	1:2,1875
4	28	36	56	71,5	2	1:1,27678
5	28	23	70	57,5	2,5	1:0,82143
Entrada	17	34	42,5	85	2,5	1:2

Velocidade	η	σ	z2	mt	D (mm)	Vel (m/min)	kv	Wt (kN)	b (mm)
Entrada	4,2	52,27	22,00	1,75	38,50	846,66	0,77	1,24	44,10
1	3	73,18	12,00	3,00	36,00	791,68	0,77	1,33	19,52
2	4,1	53,54	20,00	1,75	35,00	769,69	0,78	1,36	46,90
3	4,3	51,05	41,00	1,25	51,33	1128,88	0,75	0,93	48,81
4	3	73,18	44,00	1,50	66,00	1451,42	0,72	0,72	22,75
5	5,5	39,91	28,00	2,75	77,00	1693,32	0,71	0,62	19,87

Fonte: O Autor

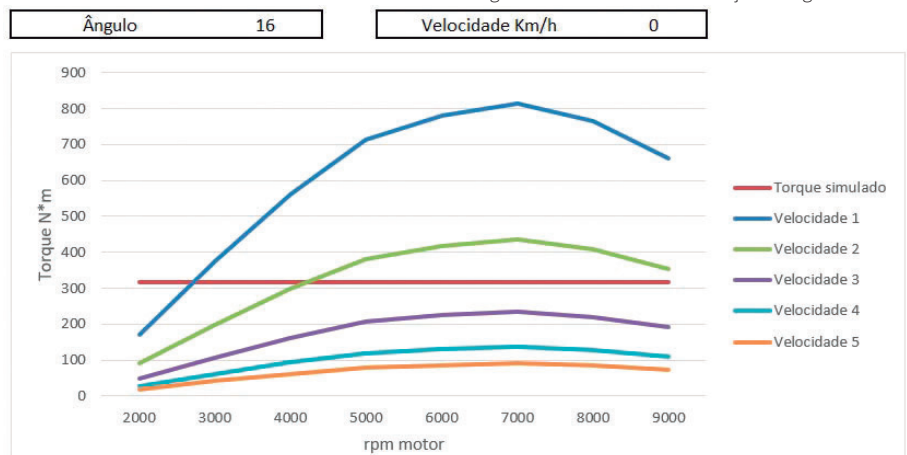
Tabela 8 - Faixas de velocidade

Velocidade/ rpm	2000	3000	4000	5000	6000	7000
1	4,8	7,2	9,6	12,0	14,4	16,8
2	9,0	13,5	18,0	22,5	27,0	31,5
3	16,6	24,9	33,3	41,6	49,9	58,2
4	28,8	43,2	57,6	72,1	86,5	100,9
5	43,2	64,9	86,5	108,1	129,7	151,3

Fonte: O Autor

A tabela 8 demonstram a faixa de velocidade desenvolvida, onde a primeira linha representa o rpm do motor, a primeira coluna as velocidades e os valores em cada célula são as velocidades desenvolvidas [km/h].

Logo a gama de velocidade do câmbio sem esforço aplicado é de 4,8 a 151,3 [km/h], o último passo de simulação é representado pelas figuras 12 e 13. A figura 12 representa a simulação do veículo em pior cenário de rampa, 16 [°] onde é possível sair em primeira velocidade a 3000 [rpm].



Fonte: O Autor

Já a figura 13 representa a simulação de velocidade máxima do veículo 100 [km/h], onde é possível percorrer de 5° velocidade, entretanto para qualquer variação de ângulo positivo (maior que 0) da via o veículo irá diminuir velocidade, portanto a aplicação urbana é a recomendada visto que a gama de velocidade do perímetro é de 0-80 [km/h] (TRÂNSITO, 1997).

Obtendo as características de cada velocidade, torque do motor com as características é possível calcular demais elementos mecânicos e hidráulicos associados ao conjunto montado como trambuladores, rolamentos eixos e carcaças junto a lubrificação necessária não serão apresentados em uma futura publicação. Foi realizado esses cálculos e o resultado do conjunto montado é a figura 14.

2 CONCLUSÃO

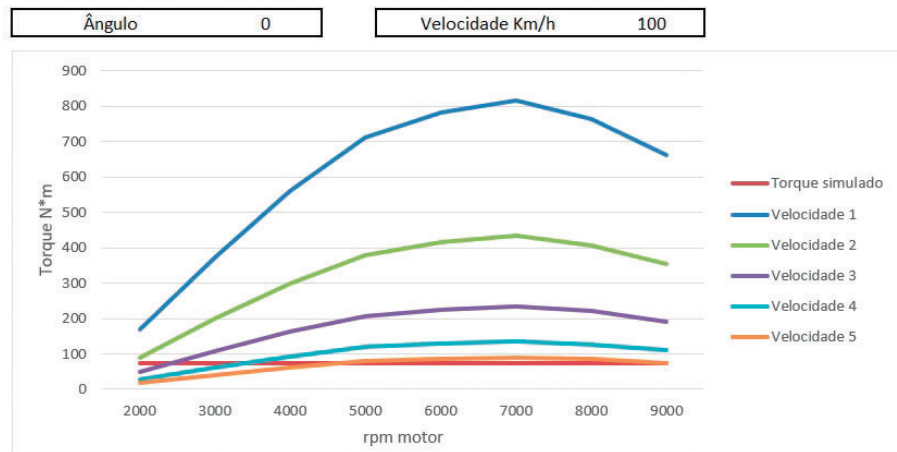
Os dados apresentados representam o desenvolvimento teórico e simulado da atuação do câmbio, caracterizando um câmbio aplicável para locomover o automóvel em ambiente urbano com as faixas de velocidade e ângulos de vias propostas, 0-80 [km/h] e 0-16 [°] respectivamente, alcançando assim o objetivo deste trabalho. Colocando o projeto em pauta para continuidade de desenvolvimento do automodelo completo, o qual terá por dificuldade torná-lo seguro e compacto com o peso limitado a 500 [kg].

As dificuldades encontradas, principalmente na definição de premissas básicas e definições de parâmetros de trabalho contribuíram agregando conhecimento na formação do autor, tendo este sido desenvolvido em iniciação científica. Outra dificuldade foi na obtenção de dados e características de câmbio visto que algumas delas é segredo industrial e pouco explorado em conhecimento científico público no Brasil.

REFERÊNCIAS

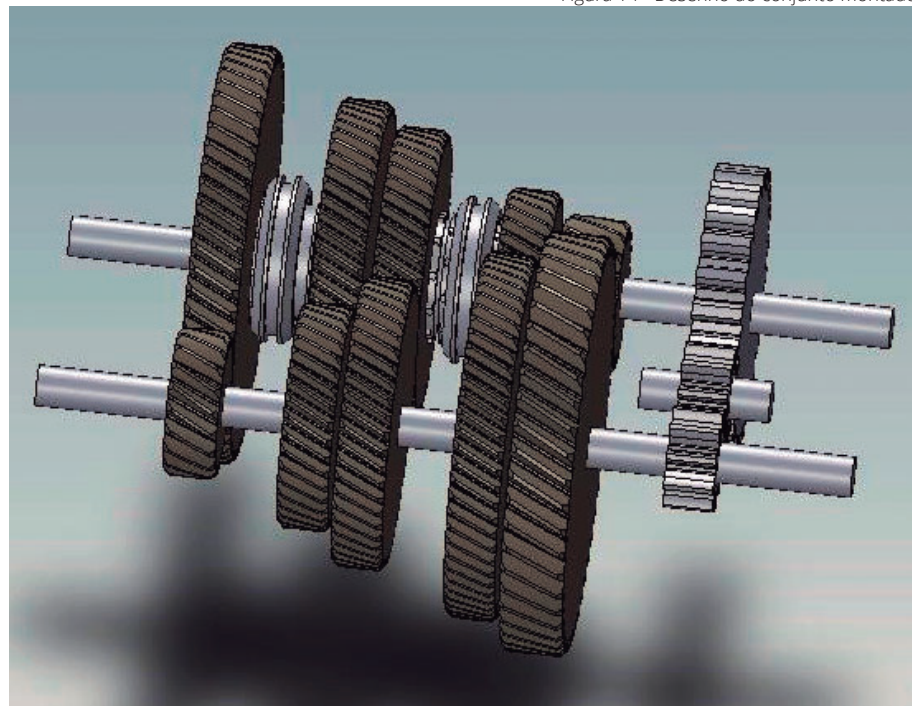
ANDRADE, L. Notícias Automotivas, 2021. Disponível em: <<https://www.noticiasautomotivas.com.br/corsa-wind/>>. Acesso em: 05 abr. 2021.

Figura 13 - Veículo sobre esforço de velocidade máxima



Fonte: O Autor

Figura 14 - Desenho do conjunto montado



Fonte: O Autor

BRASIL, G. Chevette cuidados e manejo. **chevetteiroscuritiba**, 1976. Disponível em: <http://www.chevetteiroscuritiba.com.br/downloads/manual_proprietario_chevette_76_79.pdf>. Acesso em: 06 abr. 2021.

BRASIL, S. **Regulamento administrativo e técnico baja Sae Brasil**. [S.l.]: [s.n.], v. Emenda 3, 2019.

CAMPOS, M. Gazeta do povo, 2013. Disponível em: <<https://www.gazetadopovo.com.br/vida-e-cidadania/colunistas/entrelinhas/55-carros--1-onibus-caxh7xvye6rhh6mpcefww25am/>>. Acesso em: 25 mar. 2021.

CANALE, A. C. **Automobilística - Dinâmica e Desempenho**. São Paulo: Câmara Brasileira do Livro, 1989.

FONTAN, G. G1 Globo, 02 jan. 2020. Disponível em: <<https://g1.globo.com/carros/noticia/2020/01/02/veja-os-carros-mais-vendidos-em-2019.ghml>>. Acesso em: 25 mar. 2021.

GARCIA, O.; BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. 2°. ed. São Paulo: [s.n.], 1992.

GERDAU. Gerdau aços finos Piratini, 2002. Disponível em: <www.gerdau.com.br/acosfinospiratini>. Acesso em: 01 fev. 2018.

GOODYEAR, 2021. Disponível em: <<https://www.goodyear.com.br/>>. Acesso em: 05 abr. 2021.

IBGE. Cidades, 2018. Disponível em: <<https://cidades.ibge.gov.br/brasil/sp/pesquisa/22/28120?localidade1=350160>>. Acesso em: 25 mar. 2021.

LECHNER, G.; NAUNHEIMER, H. **Automotive Transmissions Fundamentals, Selection, Design and Application**. Berlin: Gisbert Lechner Harald Naunheimer, 1999.

MAGNANI, F., 2017. Disponível em: <<http://blog.fabiomagnani.com/?p=28569>>. Acesso em: 26 mar. 2021.

ONLINE, E. M. Competição Baja SAE BRASIL 2020 traz novos desafios para as 73 equipes inscritas. **Portal Mecânica Online**, 2020. Disponível em: <<http://mecanicaonline.com.br/wordpress/2020/02/18/competicao-baja-sae-brasil-2020-traz-novos-desafios-para-as-73-equipes-inscritas/>>. Acesso em: 26 mar. 2021.

SILVEIRA, F. L. D. Inclinações das ruas e das estradas. **Física na Escola**, São Paulo, 2007.

SOUSA, B. S. D.; GONÇALVES, H. H. A. Análise da aerodinâmica de carros populares. **Revista Vozes dos Vales da UFVJM**, Diamantina, n. 03, maio 2013.

TRÂNSITO, C. B. D. CTB digital, 1997. Disponível em: <<https://www.ctbdigital.com.br/artigo/art61>>. Acesso em: 10 abr. 2021. VOITCH, G. O Globo Brasil, 2011. Disponível em: <<https://oglobo.globo.com/brasil/sao-paulo-tem-media-de-14-ocupante-por-carro-2695421>>. Acesso em: 25 mar. 2021.

WYLEN, G. V. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. [S.l.]: John Willey & Sons, v. 6°, 2009.