

TMEC078-FUNDAMENTOS DE DINÂMICA VEICULAR

7-Montagem da roda traseira e transmissão de potência

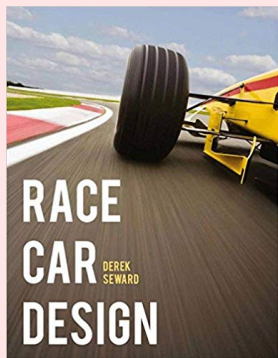
Prof. Jorge Luiz Erthal

jorgeerthal@gmail.com

24 de maio de 2019



Apresentação



Esta apresentação refere-se ao Capítulo 7 - *Rear wheel assembly and power transmission*, do livro de Derek Seward (SEWARD, 2014).

Ao final deste capítulo, você será capaz de:

- Conhecer os componentes do conjunto da roda traseira.
- Identificar os elementos de uma transmissão de carro, incluindo a embreagem, engrenagens e eixos de acionamento.
- Entender como a relação entre potência e torque influencia nas relações de transmissão ideais para as corridas.
- Conhecer os tipos de diferencial e como eles influenciam na dirigibilidade de um carro.
- Capaz de calcular as forças necessárias para restringir um diferencial.
- Especificar eixos de transmissão, rolamentos da roda traseira e mangas.
- Conhecer dispositivos auxiliares, tais como o **launch control**.

Sumário

- 1 Introdução
- 2 Motor
- 3 Embreagem e caixa de marchas
- 4 Diferencial
- 5 Eixos de transmissão
- 6 Juntas universais
- 7 Mancais das rodas traseiras
- 8 Projeto da manga traseira.
- 9 Resumo
- 10 Referências



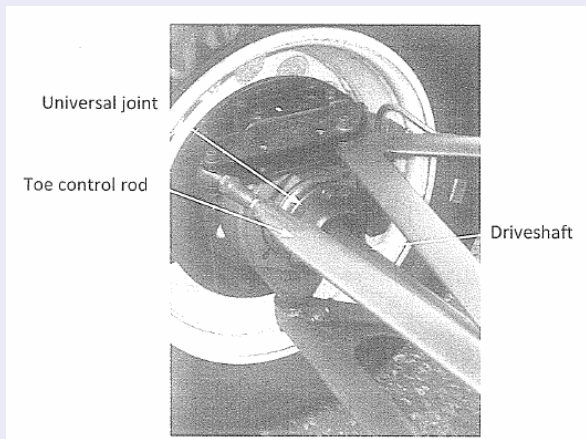


Figura: 7.1: Roda traseira - Fórmula Ford Van Diemen RF99.



Figura: Manga traseira de um Fórmula (3DPRINT.COM, 2019).

Objetivo do projeto

- A redução da massa não-suspensa implica em menos inércia o que resulta em maior potência para acelerar o carro. (ADAMS, 1993)

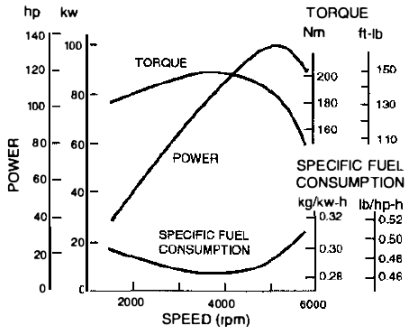


Sumário

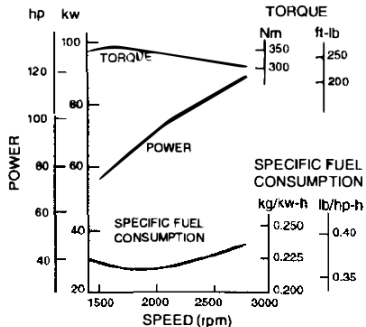
- 1 Introdução
- 2 Motor**
- 3 Embreagem e caixa de marchas
- 4 Diferencial
- 5 Eixos de transmissão
- 6 Juntas universais
- 7 Mancais das rodas traseiras
- 8 Projeto da manga traseira.
- 9 Resumo
- 10 Referências



Motor



Gasoline



Diesel



Curvas típicas de torque e potência

Motor 600 cc de moto.

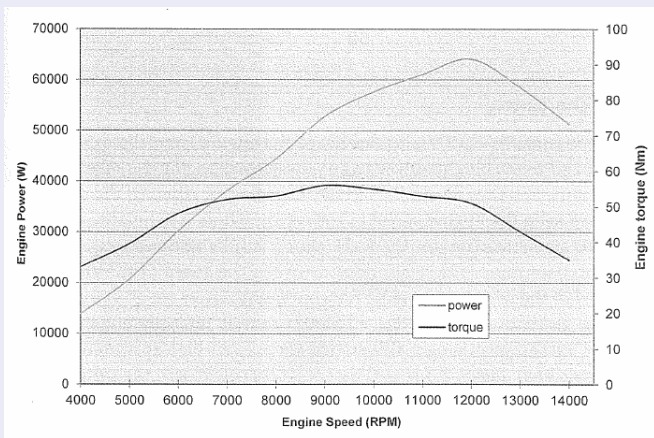


Figura: 7.2: Curvas típicas de potência e torque - Motor 600 cc de moto.



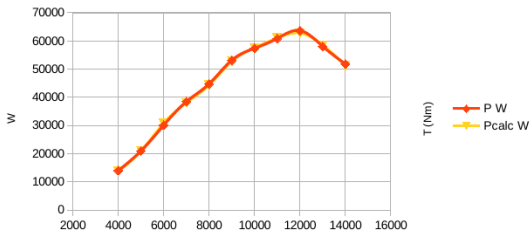
Curvas típicas de torque e potência

Motor 600 cc de moto.

Sheet1

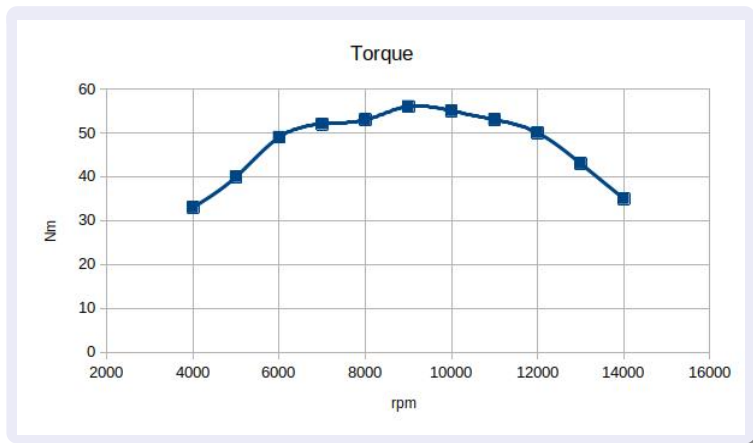
n rpm	T Nm	P W	Pcalc W	erro %
4000	33	14000	13823	-1,26%
5000	40	21000	20944	-0,27%
6000	49	30100	30788	2,28%
7000	52	38500	38118	-0,99%
8000	53	44800	44401	-0,89%
9000	56	53200	52779	-0,79%
10000	55	57400	57596	0,34%
11000	53	60900	61052	0,25%
12000	50	63700	62832	-1,36%
13000	43	58100	58538	0,75%
14000	35	51800	51313	-0,94%

Potência



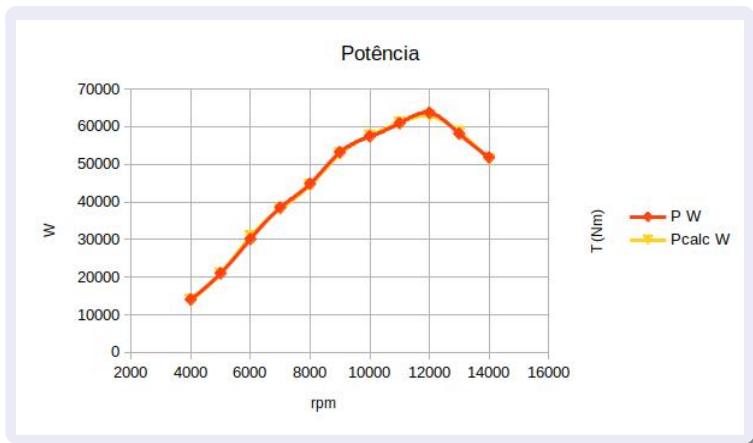
Curvas típicas de torque

Motor 600 cc de moto.



Curvas típicas de potência

Motor 600 cc de moto.



Sumário

- 1 Introdução
- 2 Motor
- 3 Embreagem e caixa de marchas**
- 4 Diferencial
- 5 Eixos de transmissão
- 6 Juntas universais
- 7 Mancais das rodas traseiras
- 8 Projeto da manga traseira.
- 9 Resumo
- 10 Referências



Embreagem

Função da embreagem

- Desacoplar o motor da caixa e permitir a seleção da relação de marcha.
- Iniciar o movimento aumentando o atrito entre os discos e permitindo que o carro inicie o movimento.
- Uma vez liberada, a embreagem perde a função, atuando como um eixo rígido.



Caixa de marchas

Função da caixa de marchas

- Selecionar a relação de engrenagem que corresponda à faixa de velocidades desejada.

Video: (GREEN TRANSLATION SERVICE, 2019)



Caixa de marchas

Primeira marcha

- Relação ideal para a arrancada: arrancadas em subidas; marcha “curta”.



Primeira marcha

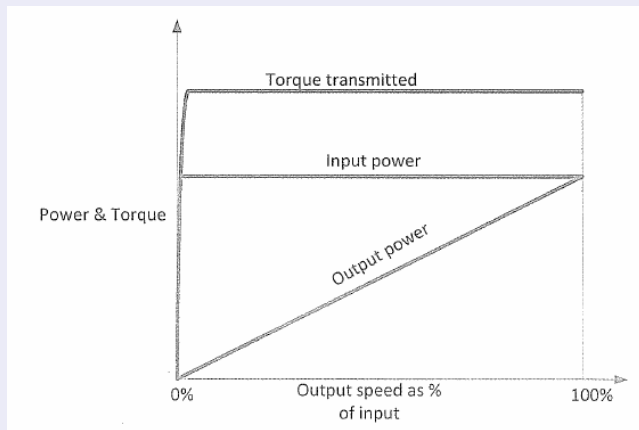


Figura: 7.3: Transmissão de torque em uma embreagem.

Exemplo 7.1

EXAMPLE 7.1

In *Example 1.3* we calculated the maximum torque required to spin the driven wheels. A similar calculation was performed for a FSAE/Formula Student car which indicated a peak torque requirement at the wheels of **820 Nm**.

The gear ratios for the proposed engine are as follows:

Primary reduction	1.822
1st	2.833
2nd	2.062
3rd	1.647
4th	1.421
5th	1.272
6th	1.173
Small sprocket teeth	12
Large sprocket teeth	45

By referring to the torque curve shown in *Figure 7.2*, comment on the suitability of 1st and 2nd gear for accelerating off-the-line.



Solution

$$\text{Total 1st gear ratio} = 1.822 \times 2.833 \times 45/12 = 19.36$$

$$\text{Required } T_{\text{engine}} = 820/19.36 = \mathbf{42.4 \text{ Nm}}$$

$$\text{Total 2nd gear ratio} = 1.822 \times 2.062 \times 45/12 = 14.07$$

$$\text{Required } T_{\text{engine}} = 820/14.07 = \mathbf{72.3 \text{ Nm}}$$

Figure 7.4 shows these engine torque requirements compared to the engine torque output from *Figure 7.2*.

Caixa de marchas



Figura: 7.4: Torques necessários na primeira e segunda marchas.



Comentários sobre o Exemplo 7.1

- 1. It can be seen that, in this case, adequate torque is available in 1st gear between about 5500 rpm and 13 000 rpm. In this range the driver must be careful to avoid wheelspin.*
- 2. At the start the driver must slip the clutch to keep the revs above 5500 until the car gains sufficient speed. In this case it entails travelling about 4 m for just less than a second before the clutch is fully released. If the driver releases the clutch too quickly, engine revs will drop and there is insufficient torque available. The car is likely to 'bog down'.*
- 3. When sitting on the line the driver would probably hold the engine at about 8000 rpm where plenty of torque is available, however excessive wheelspin must be prevented by simultaneous control of the throttle and clutch.*
- 4. It can be clearly seen that the engine cannot provide enough torque at any point to enable a successful start in 2nd gear. The driver would need to slip the clutch for about 20 m to avoid 'bogging down' when the clutch is fully engaged. This would generate considerable heat and wear of the clutch plates. In this case, after about 20 m, acceleration is governed by the power limit rather than grip.*
- 5. It can be seen from the gear ratios given at the start of the example that there is a large gap between 1st and 2nd gears. This use of a 'short' first gear is common for road motorcycles and the racing driver would prefer a more even close ratio box. In this case the driver needs to hold the car in 1st gear up to the rev limit before changing gear.*
- 6. With a chain-driven motorcycle engine, the designer does, of course, have the option of modifying all the gear ratios by changing the final drive sprocket ratio. This would lower or raise both lines in Figure 7.3 relative to the engine torque curve.*

Última marcha

- A relação vai depender de qual velocidade máxima se deseja.
- O carro possui uma velocidade máxima (Figura 1.11).
- Esta velocidade, caso possa ser atingida na pista, deve corresponder ao pico de potência.
- Pistas sinuosas (travadas) tendem a ter marchas mais curtas por não ter oportunidade de atingir altas velocidades.

Última marcha

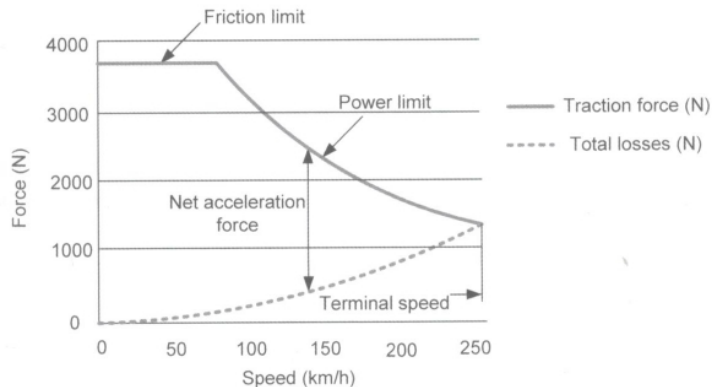


Figura: 1.11-Força disponível para aceleração

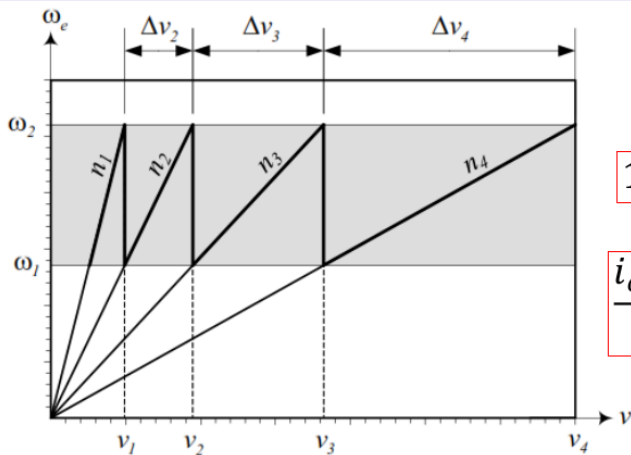
Marchas intermediárias

- As relações intermediárias seguem a progressão baseada numa regra pré-definida.

Caixa de marchas

Relações para marchas intermediárias

Razão Geométrica



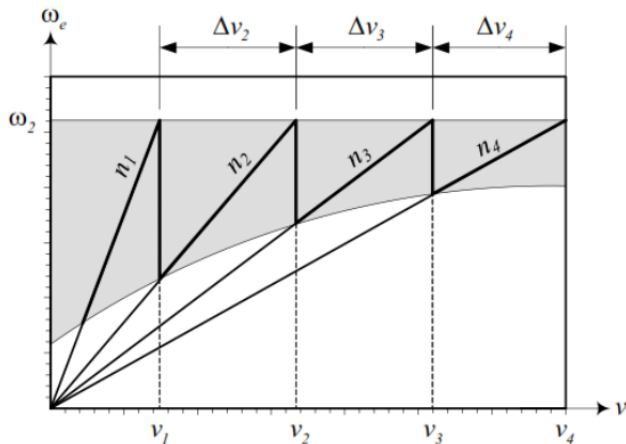
(JAZAR, 2013)



Caixa de marchas

Relações para marchas intermediárias

Razão Progressiva



(JAZAR, 2013)



Caixa de marchas

Escalonamento das marchas

Velocidade do veículo em função da rotação do motor.

$$v = \frac{2\pi R_r}{60 i_c i_d} n_m$$

Rotação do motor em função da velocidade do veículo.

$$n_m = \frac{60 i_c i_d}{2\pi R_r} v$$

Torque na roda em função do torque do motor.

$$T_{wheel} = T_{engine} i_c i_d$$

Rotação do motor x velocidade em cada marcha

Planilha com dados do Exemplo 7.1

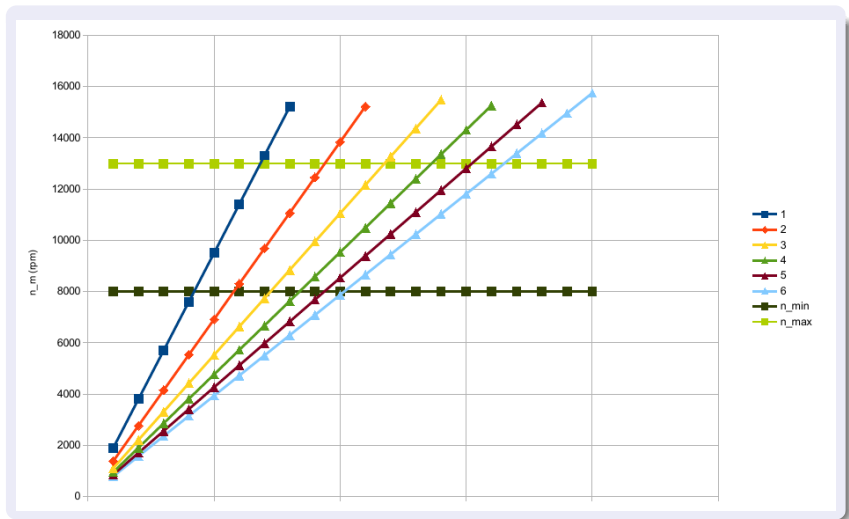
Relações		Unidades	velocidade	rotação em cada marcha						n_min	n_max
			km/h	1	2	3	4	5	6		
primário	1,822		10	1902	1384	1106	954	854	787	8000	13000
1	2,833		20	3803	2768	2211	1908	1708	1575	8000	13000
2	2,062		30	5705	4152	3317	2862	2561	2362	8000	13000
3	1,647		40	7607	5536	4422	3815	3415	3150	8000	13000
4	1,421		50	9508	6921	5528	4769	4269	3937	8000	13000
5	1,272		60	11410	8305	6633	5723	5123	4724	8000	13000
6	1,173		70	13312	9689	7739	6677	5977	5512	8000	13000
pinhão	12		80	15213	11073	8844	7631	6831	6299	8000	13000
coroa	45		90		12457	9950	8585	7684	7086	8000	13000
			100		13841	11055	9538	8538	7874	8000	13000
raio da roda	270	mm	110		15225	12161	10492	9392	8661	8000	13000
			120			13267	11446	10246	9449	8000	13000
rotação mínima	8000	rpm	130			14372	12400	11100	10236	8000	13000
rotação máxima	13000	rpm	140			15478	13354	11954	11023	8000	13000
			150				14308	12807	11811	8000	13000
			160				15262	13661	12598	8000	13000
			170					14515	13385	8000	13000
			180					15369	14173	8000	13000
			190						14960	8000	13000
			200						15748	8000	13000

Rotação do motor em função da velocidade do veículo.

$$n_m = \frac{60 i_c i_d}{2\pi R_r} v$$

Rotação do motor x velocidade em cada marcha

Diagrama de escalonamento de marchas com dados do Exemplo 7.1



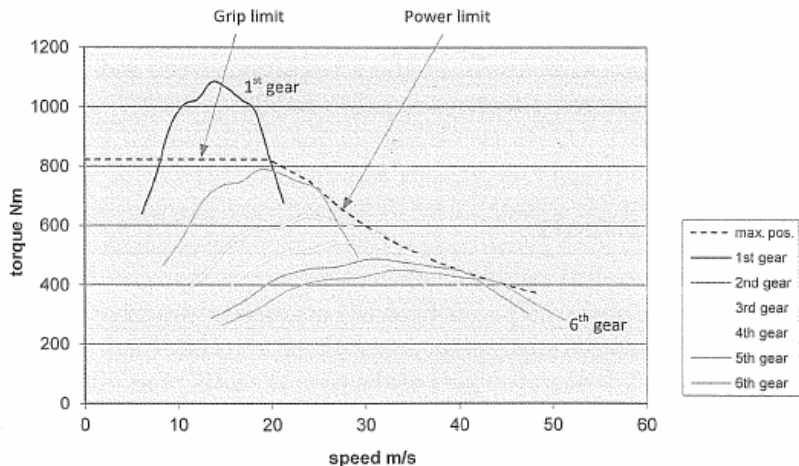


Figura: 7.5: Torque disponível nas rodas em cada marcha.



Torque na roda x velocidade em cada marcha

Planilha com dados do Exemplo 7.1

n	T
rpm	Nm
4000	33
5000	40
6000	49
7000	52
8000	53
9000	56
10000	55
11000	53
12000	50
13000	43
14000	35

torque em cada marcha											
	1	2		3		4		5		6	
km/h	T_1	km/h	T_2	km/h	T_3	km/h	T_4	km/h	T_5	km/h	T_6
21	639	29	465	36	371	42	320	47	287	51	264
26	774	36	564	45	450	52	388	59	348	64	321
32	948	43	690	54	551	63	476	70	426	76	393
37	1007	51	733	63	585	73	505	82	452	89	417
42	1026	58	747	72	596	84	515	94	461	102	425
47	1084	65	789	81	630	94	544	105	487	114	449
53	1065	72	775	90	619	105	534	117	478	127	441
58	1026	79	747	99	596	115	515	129	461	140	425
63	968	87	704	109	563	126	485	141	435	152	401
68	832	94	606	118	484	136	417	152	374	165	345
74	677	101	493	127	394	147	340	164	304	178	281

Velocidade do veículo em função da rotação do motor.

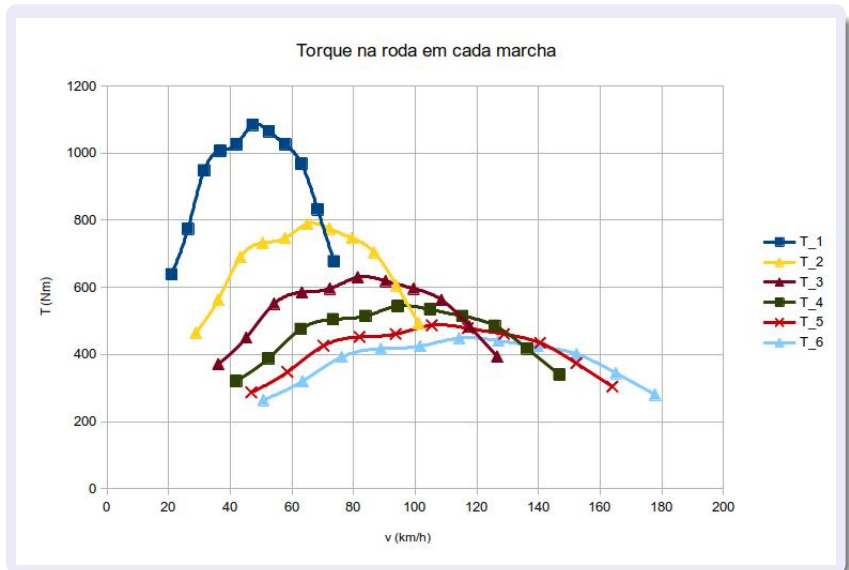
$$v = \frac{2\pi R_r}{60 i_c i_d} n_m$$

Torque na roda em função do torque do motor.

$$T_{wheel} = T_{engine} i_c i_d$$

Torque na roda x velocidade em cada marcha

Gráfico com dados do Exemplo 7.1



Comentários

1. Rather than memorising change speeds for each gear the driver can achieve exactly the same effect by driving around the peak power point (at 12 000 rpm in the case of *Figure 7.2*). This means changing up at say 12 700 rpm at which point the revs would drop to around 11 300 rpm.
2. The dashed line indicates the theoretical maximum torque available at the wheels taking into account traction grip and peak engine power. This is a similar shape to the traction force curve shown in *Figure 1.11*.
3. The individual gear curves touch the dashed line at the point where the engine reaches peak power. A car fitted with a **continuously variable transmission (CVT)** should be able to follow the dashed line, thus maximising available torque at the wheels. However, discrete gears produce 'valleys' between the peaks.
4. *Figure 7.5* reinforces the previous suggestion that the 'short' first gear, in this example, means that the driver must take the car close to the rpm limit before changing up to second. Also these ratios clearly close-up in the higher gears indicating that this particular car is good for racing at speeds around 42 m/s (150 km/h), where close to maximum torque is available in 4th, 5th and 6th gears.
5. The maximum speed in 6th gear in *Figure 7.5* is about 52 m/s (190 km/h). FSAE/Formula Student cars reach a maximum speed of around 35 m/s (125 km/h) in the acceleration event and hence it is common to ignore (or even remove) 5th and 6th gears.



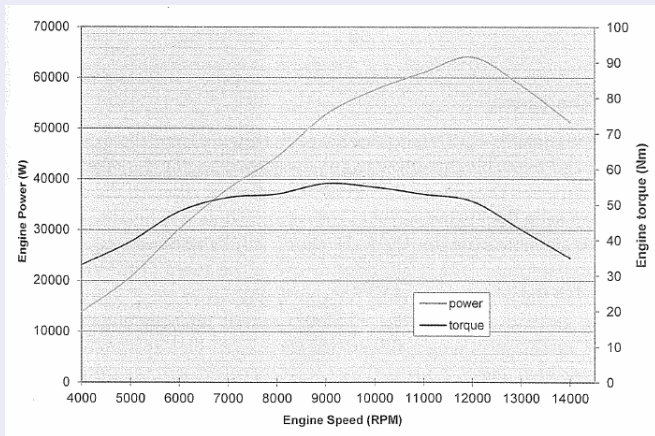


Figura: 7.2: Curvas típicas de potência e torque - Motor 600 cc de moto.

Sumário

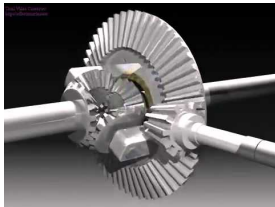
- 1 Introdução
- 2 Motor
- 3 Embreagem e caixa de marchas
- 4 Diferencial**
- 5 Eixos de transmissão
- 6 Juntas universais
- 7 Mancais das rodas traseiras
- 8 Projeto da manga traseira.
- 9 Resumo
- 10 Referências



Diferencial

Definição

Sistema que distribui a potência vinda da caixa de marchas para as rodas de modo que, quando em curva, a roda interna gira mais lentamente que a roda externa.



Viedo: (CHEVROLET MOTOR DIVISION, 2019)

Tipos

- **Diferencial bloqueado**

- ▶ As duas rodas giram na mesma rotação.

- **Diferencial aberto**

- ▶ As rodas giram em velocidades diferentes conforme a curva, mantendo a aderência.
- ▶ O torque é dividido igualmente entre as rodas.
- ▶ Se uma das rodas perde a aderência, o torque não é transmitido.

- **Diferencial de escorregamento limitado**

- ▶ O bloqueio do diferencial é controlado por atrito, à medida que o torque aumenta. O bloqueio é feito:
 - ★ utilizando embreagem com força controlada ou
 - ★ utilizando engrenagens helicoidais, que aumenta o atrito à medida que a carga aumenta. Exemplo: *Quaife* e *Torsen*.



Fixação

- Posição ajustável para controlar a tensão na corrente.
- Técnicas de tensionamento:
 - ▶ tensores
 - ▶ calços
 - ▶ mancais excêntricos

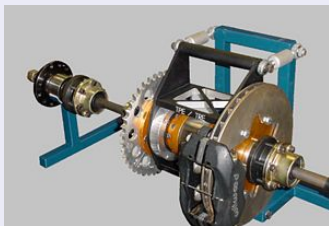


Figura: Esticamento da corrente por tensor.

Cálculo da carga na corrente

- 1 Baseado no torque máximo necessário para girar as rodas com a aceleração definida.
 - 2 Baseado no torque máximo gerado pelo motor, transferido para as rodas.
- Preferência pela segunda opção adicionando um fator de carga de 1,3 para levar em conta a liberação rápida da embreagem.

Exemplo 7.2

EXAMPLE 7.2

A FSAE/Formula Student car has wheel torque and gear ratios as given in *Example 7.1* and engine output as in *Figure 7.2*. The large rear sprocket has a diameter of 250 mm. The differential is supported as shown in *Figure 7.6*. Determine:

- (1) the maximum chain tension, F_{chain} ,
- (2) the differential bearing loads,
- (3) the differential support reaction forces – H_1 to H_4 , V_1 and V_2 .

(1) From *Example 7.1*:

$$\text{Max. wheel torque} = 820 \text{ Nm}$$

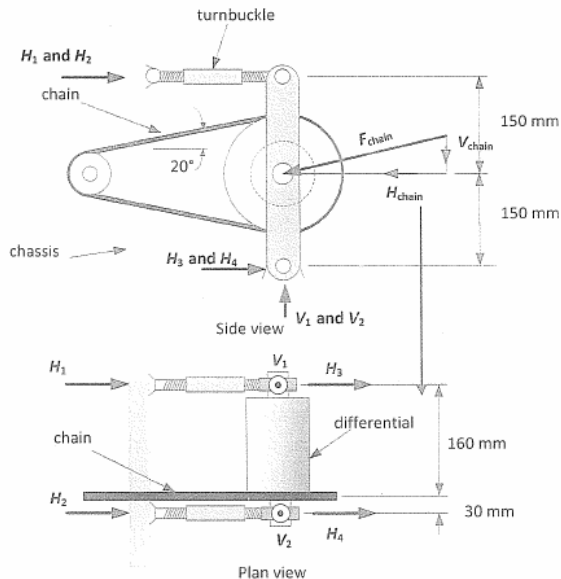
$$\begin{aligned}\text{Torque from engine} &= 55 \times 19.36 \\ &= 1065 \text{ Nm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Sprocket radius} &= 0.25/2 \\ &= 0.125 \text{ m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}F_{\text{chain}} &= 1.3 \times 1065/0.125 \\ &= 11\,076 \text{ N or } 11.1 \text{ kN}\end{aligned}$$



Figura 7.6: Forças nos suportes do diferencial.



(2) From *Figure 7.6*:

$$\text{Bearing load at chain end} = 11.1 \times 160/190 = 9.3 \text{ kN}$$

(3) Resolving vertically:

$$V_2 = 9.3 \sin 20^\circ = 3.2 \text{ kN}$$

Resolving horizontally and dividing by 2 from symmetry:

$$\begin{aligned} H_2 = H_4 &= 9.3 \cos 20^\circ / 2 \\ &= 4.4 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\text{Bearing load at non-chain end} = 11.1 \times 30/190 = 1.8 \text{ kN}$$

Resolving vertically:

$$V_1 = 1.8 \sin 20^\circ = 0.6 \text{ kN}$$

Resolving horizontally and dividing by 2 from symmetry:

$$\begin{aligned} H_1 = H_3 &= 1.8 \cos 20^\circ / 2 \\ &= 0.8 \text{ kN} \end{aligned}$$



Sumário

- 1 Introdução
- 2 Motor
- 3 Embreagem e caixa de marchas
- 4 Diferencial
- 5 Eixos de transmissão**
- 6 Juntas universais
- 7 Mancais das rodas traseiras
- 8 Projeto da manga traseira.
- 9 Resumo
- 10 Referências



Exemplo 7.3

EXAMPLE 7.3

A drive shaft is required to transmit a design torque of 600 Nm. Determine suitable diameters for the following two options:

- (1) a solid shaft made from S155 steel with a proof stress of 1550 N/mm²,
- (2) a hollow shaft made from 6082 T6 aluminium with a proof stress of 260 N/mm and a wall thickness of 2 mm.



(1) From equation [7.1]:

$$\tau_{\max} = 2T/\pi R^3$$

$$R^3 = 2T/\pi\tau_{\max} = (2 \times 600 \times 10^3)/(\pi \times 0.58 \times 1550)$$
$$= 424.9$$

$$R = 7.52 \text{ mm}$$

Solid diameter = say 16 mm

(2) From equation [7.3]:

$$\tau_{\max} = T/2\pi R_{\text{mean}}^2 t$$

$$R_{\text{mean}}^2 = T/2\pi\tau_{\max} t = (600 \times 10^3)/(2 \times \pi \times 0.58 \times 260 \times 2)$$
$$= 317$$

$$R_{\text{mean}} = 17.8 \text{ mm}$$

$$R_{\text{outer}} = 17.8 + 1 = 18.8 \text{ mm}$$

Outside diameter of hollow tube = say 38 mm

Comments:

1. Substituting the hollow shaft result into the more precise equation [7.2] indicates a shear stress about 0.5% higher than that suggested by the approximate method.
2. The solid steel shaft weighs about 2.5 times the hollow aluminium alloy shaft.



Sumário

- 1 Introdução
- 2 Motor
- 3 Embreagem e caixa de marchas
- 4 Diferencial
- 5 Eixos de transmissão
- 6 Juntas universais**
- 7 Mancais das rodas traseiras
- 8 Projeto da manga traseira.
- 9 Resumo
- 10 Referências



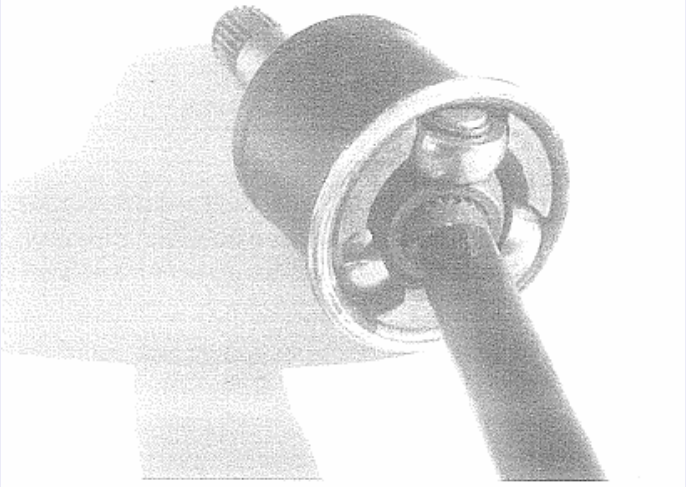


Figura: 7.7: Junta trizeta

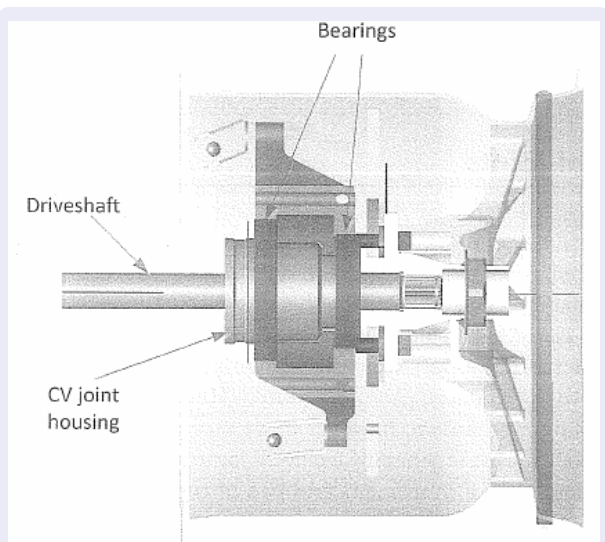


Figura: 7.8: Manga traseira com trizeta incorporada.

Sumário

- 1 Introdução
- 2 Motor
- 3 Embreagem e caixa de marchas
- 4 Diferencial
- 5 Eixos de transmissão
- 6 Juntas universais
- 7 Mancais das rodas traseiras**
- 8 Projeto da manga traseira.
- 9 Resumo
- 10 Referências



Deep groove
ball bearing

Cylindrical
roller bearing

Shoulder

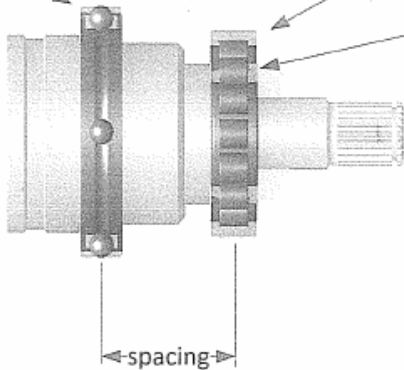


Figura: 7.9: Montagem do mancal traseiro.



Sumário

- 1 Introdução
- 2 Motor
- 3 Embreagem e caixa de marchas
- 4 Diferencial
- 5 Eixos de transmissão
- 6 Juntas universais
- 7 Mancais das rodas traseiras
- 8 Projeto da manga traseira.**
- 9 Resumo
- 10 Referências



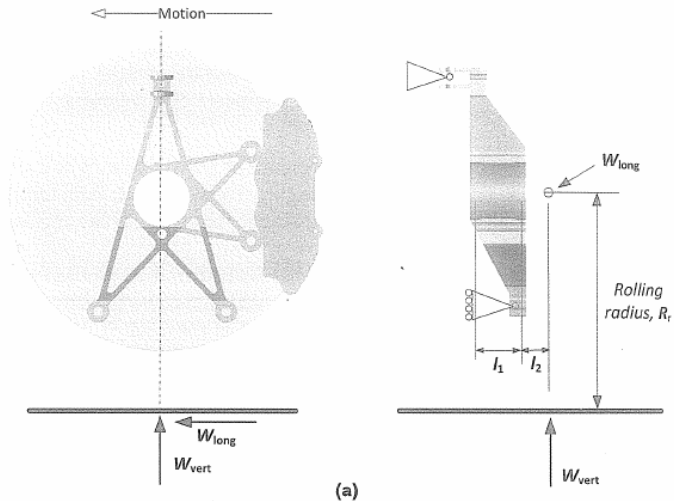


Figura: 7.10: Cargas na manga traseira em aceleração máxima.

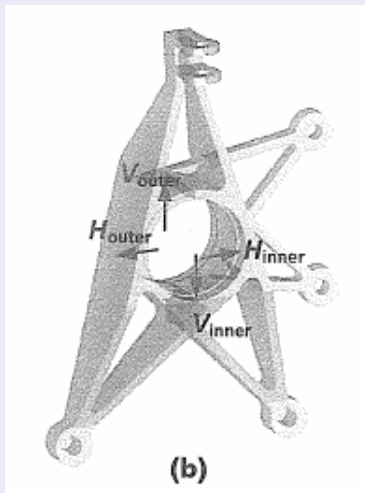


Figura: 7.10: Cargas na manga traseira em aceleração máxima.

Sumário

- 1 Introdução
- 2 Motor
- 3 Embreagem e caixa de marchas
- 4 Diferencial
- 5 Eixos de transmissão
- 6 Juntas universais
- 7 Mancais das rodas traseiras
- 8 Projeto da manga traseira.
- 9 Resumo**
- 10 Referências



Resumo

- A potência do motor é proporcional ao torque x rpm.
- A primeira relação de marcha deve ser ajustada de modo que, quando a embreagem for liberada, o torque da roda seja suficiente para acelerar o carro no limite de tração. Se a marcha for muito alta, o carro pode "patinar".
- A relação de marcha superior deve ser ajustada de modo que o carro atinja a velocidade máxima desejada quando próximo do limite de rpm.
- As engrenagens intermediárias são geralmente progressivas, isto é, as relações ficam juntas nas marchas elevadas **???**. Para maximizar o desempenho, um piloto deve manter o motor o mais próximo possível da rotação na qual ocorre a potência máxima.

- Alguma forma de diferencial de deslizamento limitado é desejável. Com os carros com motor de motocicleta, as forças necessárias para restringir o diferencial podem ser muito altas.
- Eixos de transmissão podem ser sólidos ou vazados e são projetados para suportar a torção. Eles geralmente têm extremidades estriadas para se adequar às juntas homocinéticas.
- Para acomodar o alojamento da junta homocinética na manga, podem ser usados rolamentos rígidos de esferas e rolamentos de rolos cilíndricos.

Bibliografia

FSAE

(BROWN et al., 2014)

BAJA

(DAN, 2005)

(DIAS, 2010)

(MALHEIROS, 2018)





Sumário


- 1 Introdução
- 2 Motor
- 3 Embreagem e caixa de marchas
- 4 Diferencial
- 5 Eixos de transmissão
- 6 Juntas universais
- 7 Mancais das rodas traseiras
- 8 Projeto da manga traseira.
- 9 Resumo
- 10 Referências





Referências I


 3DPRINT.COM. *Kepler Motors MOTION 'Supercar' Features 3D Printed Cast Titanium Upright by CRP Group*. 2019. Disponível em: <<https://3dprint.com/19214/kepler-motion-3d-printed/6/>>.

 ADAMS, H. *Chassis Engineering*. HP Books, 1993. (HPBooks automotive). ISBN 9781557880550. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=rY2ujnNrhf0C>>.

 BROWN, M. et al. *Formula Electric Drivetrain Final Design Report*. [S.l.], 2014.





 CHEVROLET MOTOR DIVISION. *Around the Corner*. 2019. Disponível em: <<https://youtu.be/4WhJqtnFqx0>>.

 DAN, A. C. TCC, *Projeto de uma estação de teste de potência para Mini Baja*. 2005.

 DIAS, F. M. TCC, *Projeto e construção de uma nova bancada de ensaio de CVT*. 2010.



Referências II

-  GREEN TRANSLATION SERVICE. *How Manual Transmissions Work! (Animation)*. 2019. Disponível em: <<https://youtu.be/K53cPGRE1Kk>>.
-  JAZAR, R. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. Springer New York, 2013. (SpringerLink : Bücher). ISBN 9781461485445. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=lbW8BAAAQBAJ>>.
-  MALHEIROS, J. F. F. TCC, *Estudo e desenvolvimento do sistema de suspensão frontal de um veículo off-road visando a melhoria da manobrabilidade*. 2018.
-  SEWARD, D. *Race Car Design*. Suffolk, Inglaterra: Palgrave, 2014. ISBN 1137030143.