

Universidade Federal do Paraná
Setor de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

TMEC078-FUNDAMENTOS DE DINÂMICA VEICULAR

6-Suspensão dianteira e direção

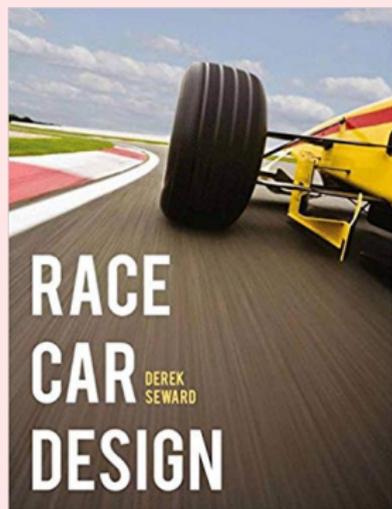
Prof. Jorge Luiz Erthal

jorgeerthal@gmail.com

Atualizado em 17 de maio de 2019



Apresentação



Este documento apresenta as figuras do Capítulo 6 do livro de Derek Seward (SEWARD, 2014).

Resultados deste capítulo

LEARNING OUTCOMES

At the end of this chapter:

- You will know which components are involved in the front wheel assembly and how they are packaged
- You will understand that it is important to minimise the unsprung mass
- You will be able to define various aspects of front wheel geometry
- You will understand racing car steering systems and how to avoid problems such as bump steer
- You will be able to specify wheel bearings
- You will learn how to evaluate the loads on wheel uprights to facilitate effective cornering and braking



Sumário

- 1 Introdução
- 2 Geometria da roda dianteira
- 3 Direção
- 4 Projeto do eixo e mancais
- 5 Projeto e análise da manga
- 6 Resumo
- 7 Referências



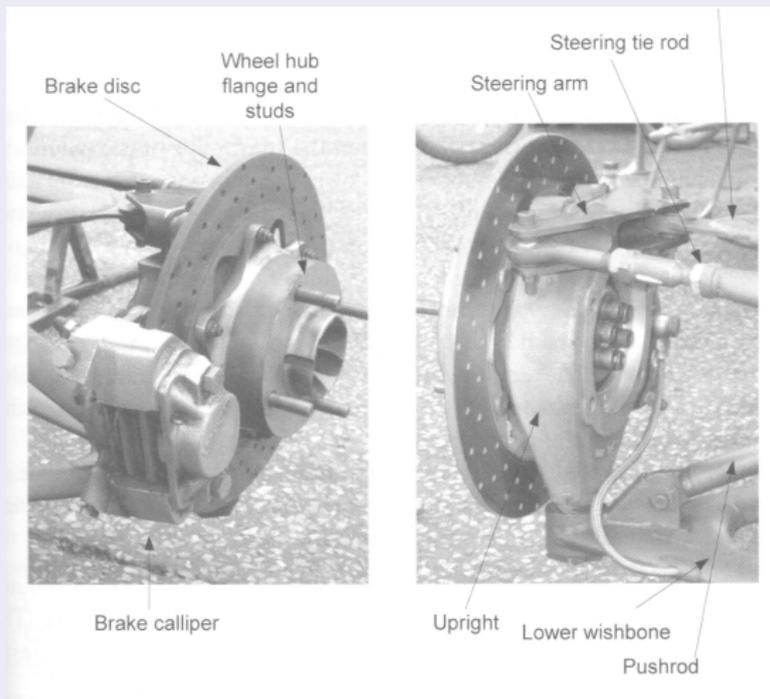


Figura: 6.1: Montagem da roda dianteira - Fórmula Ford Van Diemen RF99.



Figura: Montagem da roda dianteira - Fórmula SAE / UnB.



Figura: Montagem da roda dianteira - Quadriciclo.

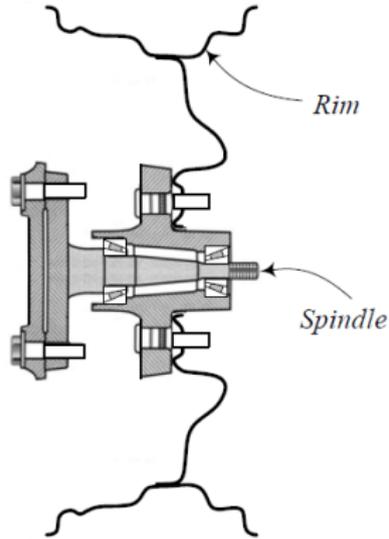


FIGURE 1.18. Illustration of a wheel attached to the spindle axle.

Figura: Montagem do cubo na roda.

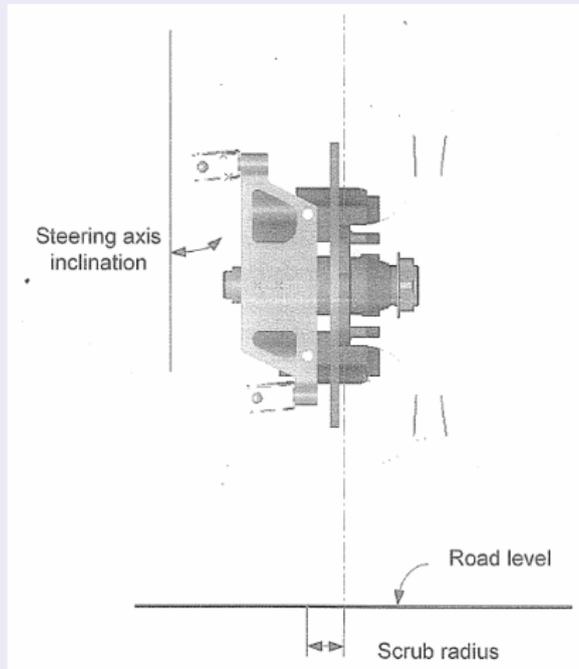


Figura: 6.2: Montagem da roda dianteira.

Sumário

- 1 Introdução
- 2 Geometria da roda dianteira**
- 3 Direção
- 4 Projeto do eixo e mancais
- 5 Projeto e análise da manga
- 6 Resumo
- 7 Referências



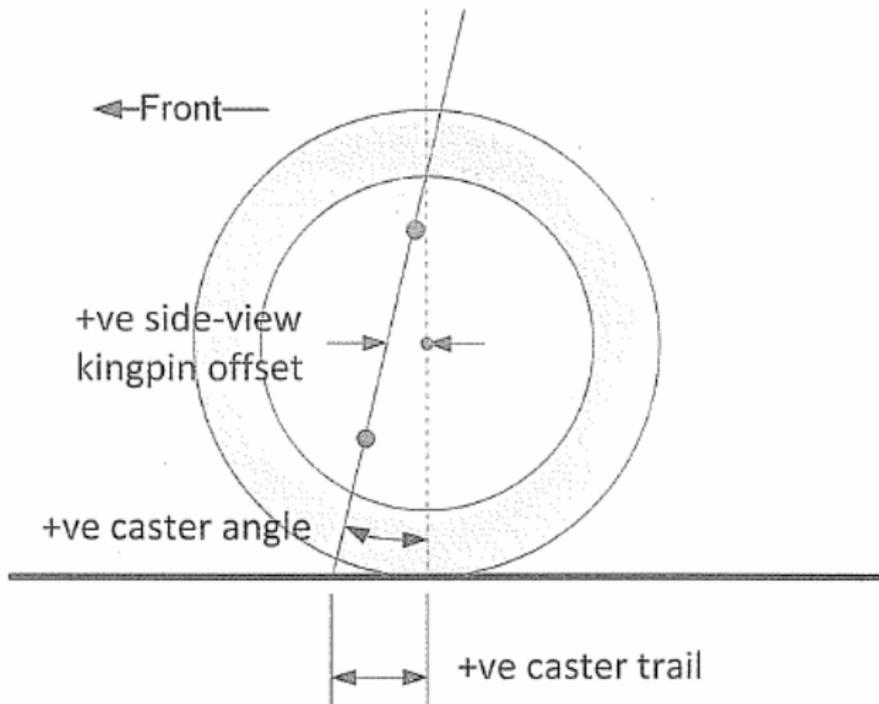


Figura: 6.3: Ângulo de caster e caster.

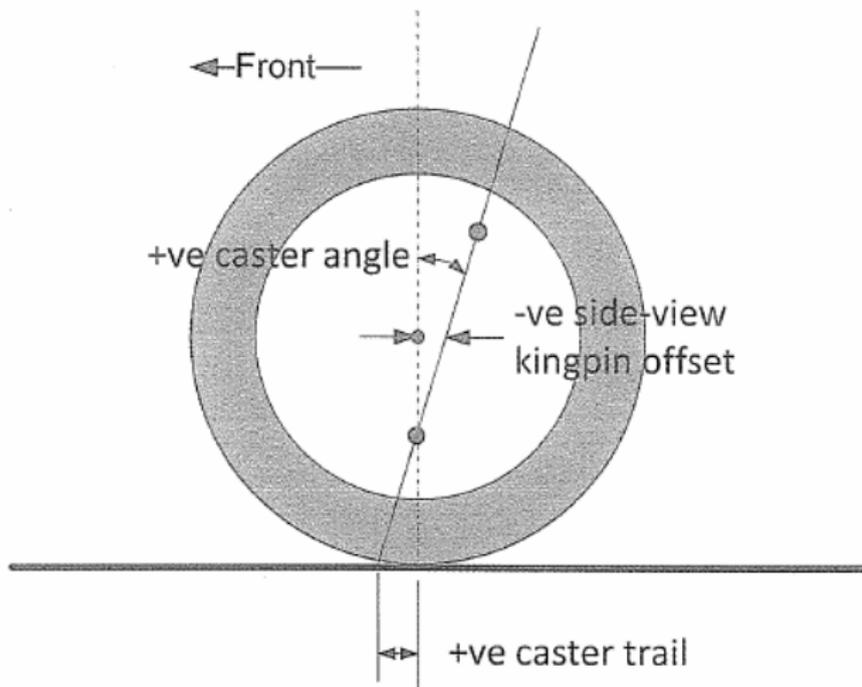
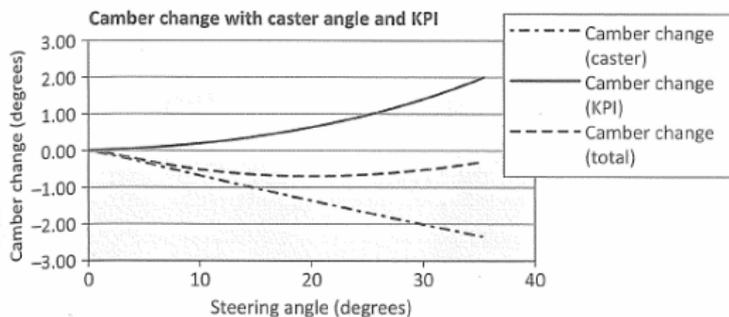


Figura: 6.4: Combinação de um caster elevado com um deslocamento negativo do pino-mestre.

Table 6.1 Camber change on outer wheel with caster angle and KPI

Change of camber with caster angle and kingpin inclination	
Caster (deg)	4
King PI (deg)	11
Steer. inc.	5



Steering angle	Camber change (caster)	Camber change (KPI)	Camber change (total)
0	0.00	0.00	0.00
5	-0.35	0.04	-0.31
10	-0.69	0.17	-0.53
15	-1.04	0.37	-0.66
20	-1.37	0.66	-0.70
25	-1.69	1.03	-0.66
30	-2.00	1.47	-0.53
35	-2.29	1.99	-0.30

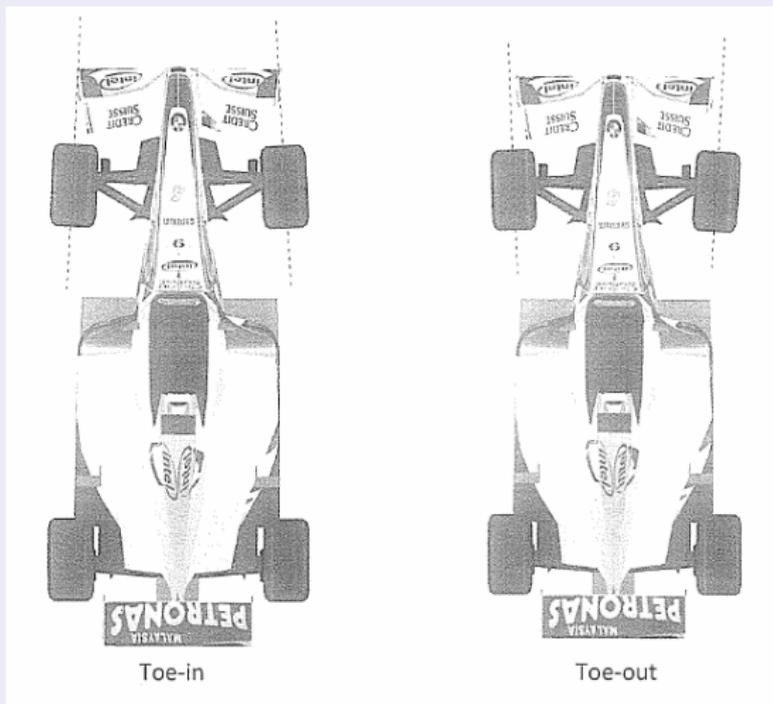


Figura: 6.5: Convergência e divergência na roda dianteira.

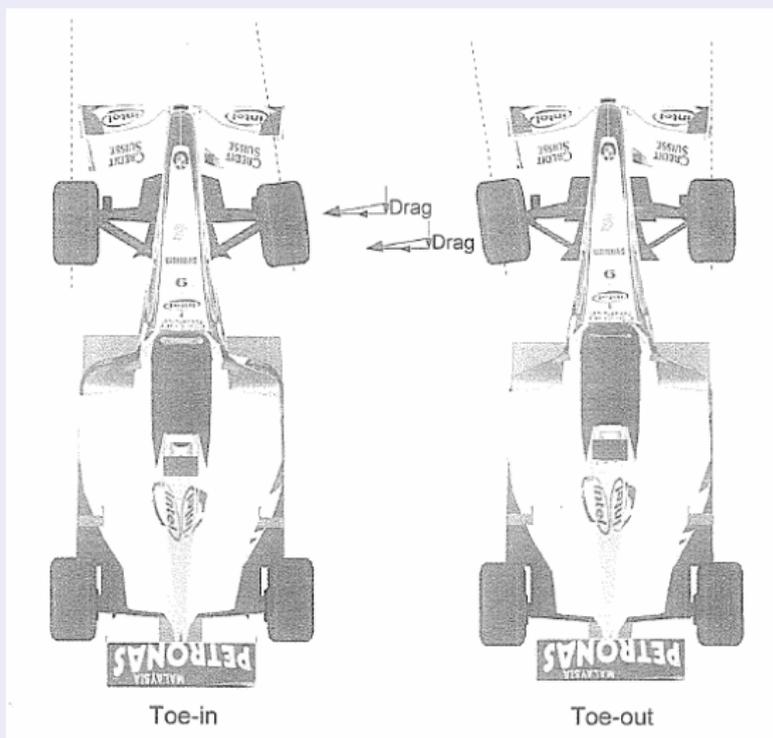


Figura: 6.6: Início da curva com convergência e divergência.

Sumário

- 1 Introdução
- 2 Geometria da roda dianteira
- 3 Direção**
- 4 Projeto do eixo e mancais
- 5 Projeto e análise da manga
- 6 Resumo
- 7 Referências



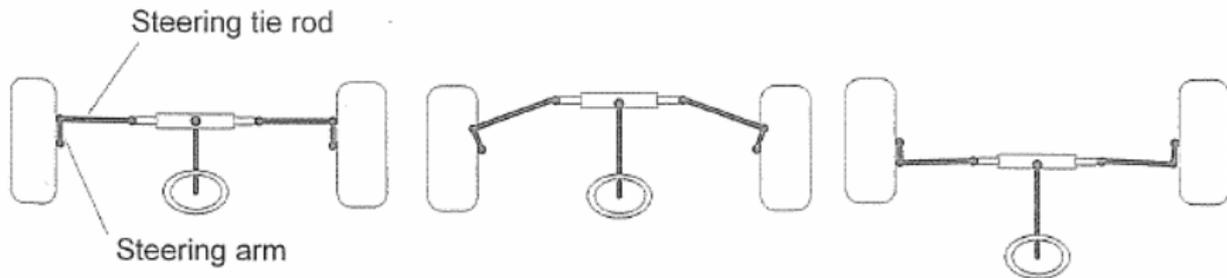


Figura: 6.7: Sistemas de direção paralelos.

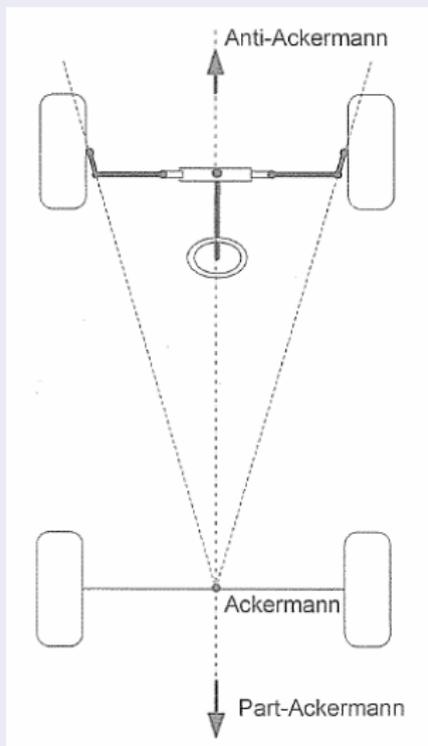


Figura: 6.8: Direção de Ackermann.

Table 6.2 Calculation of Ackermann angles and turning radius

Ackermann calculator						
F track (mm)	1200					
W/base (mm)	1600					
Outer wheel angle°	0	5	10	15	20	25
Inner wheel angle°	0.0	5.3	11.5	18.5	26.6	35.6
Outer turn rad. (m)		18.4	9.2	6.2	4.7	3.8

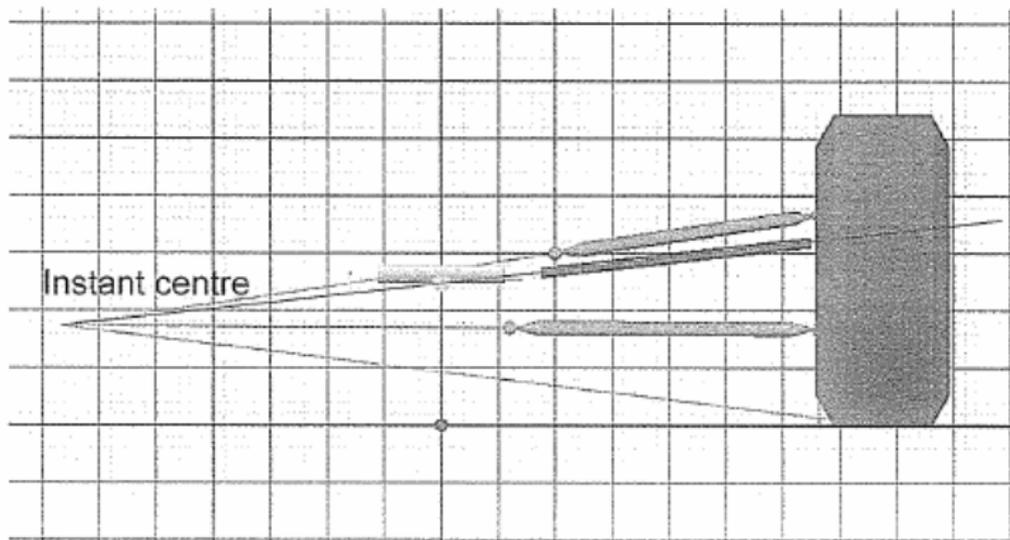


Figura: 6.9: Evitando *bump steer*.

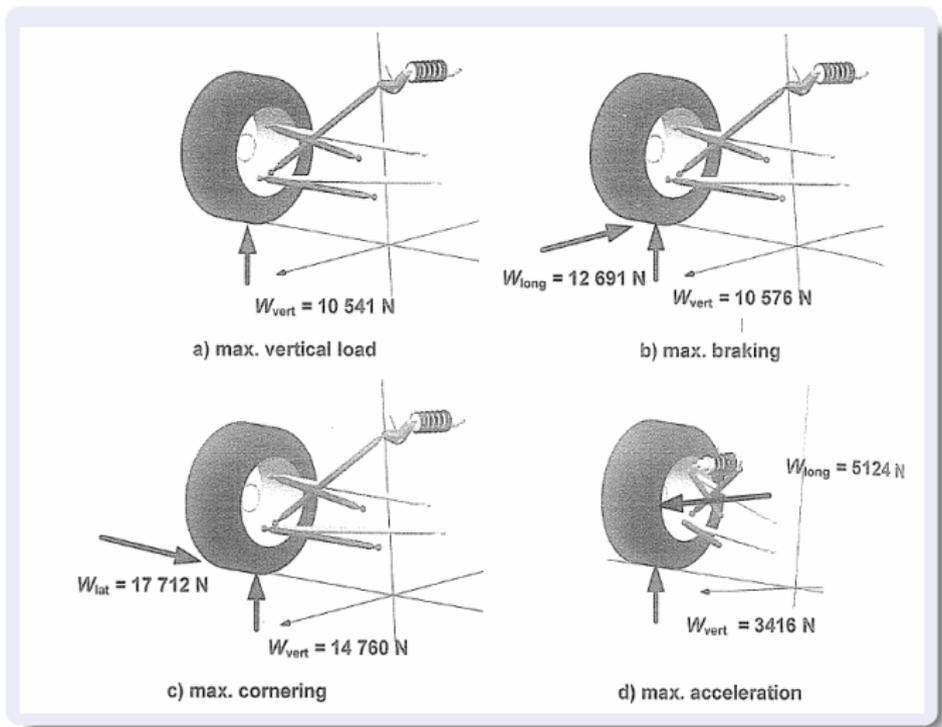
Sumário

- 1 Introdução
- 2 Geometria da roda dianteira
- 3 Direção
- 4 Projeto do eixo e mancais**
- 5 Projeto e análise da manga
- 6 Resumo
- 7 Referências



Fig 3-14: Carga nas rodas

Exemplo 3.2



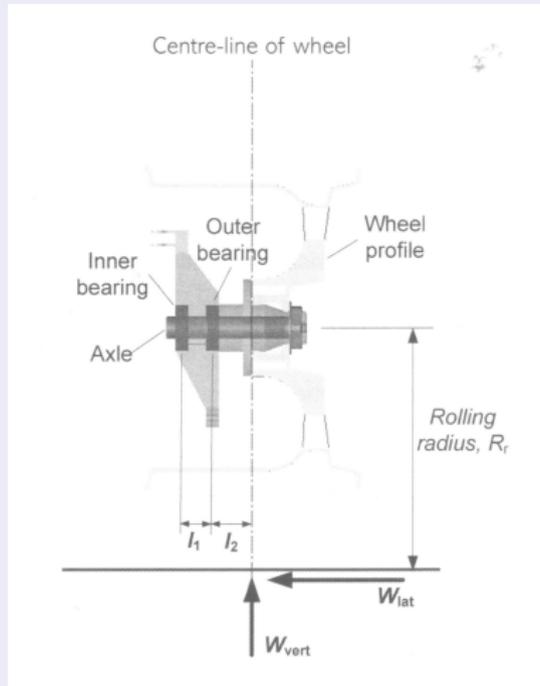


Figura: 6.10: Eixo dianteiro e mancais.

EXAMPLE 6.1

Determine the required diameter of an EN 24T alloy steel axle given the following data:

$W_{\text{lat}} = 4275 \text{ N}$, $W_{\text{vert}} = 2850 \text{ N}$, bearing spacing, $l_1 = 44 \text{ mm}$, distance $l_2 = 53 \text{ mm}$, rolling radius, $R_r = 270 \text{ mm}$.

$$\begin{aligned}M_{\text{axle}} &= W_{\text{lat}}R_r - W_{\text{vert}}l_2 = 4275 \times 270 - 2850 \times 53 \\ &= 1\,003\,200 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Elastic modulus, } Z &= \frac{1.5 \times M_{\text{axle}}}{\sigma_y} = \frac{1.5 \times 1\,003\,200}{650} \\ &= 2315 \text{ mm}^3\end{aligned}$$

Try a 30 mm diameter axle:

$$\begin{aligned}Z &= \frac{\pi r^3}{4} = \frac{\pi \times 15^3}{4} \\ &= 2651 \text{ mm}^3 > 2315\end{aligned}$$

Conclusion:

Use a 30 mm diameter EN 24T axle



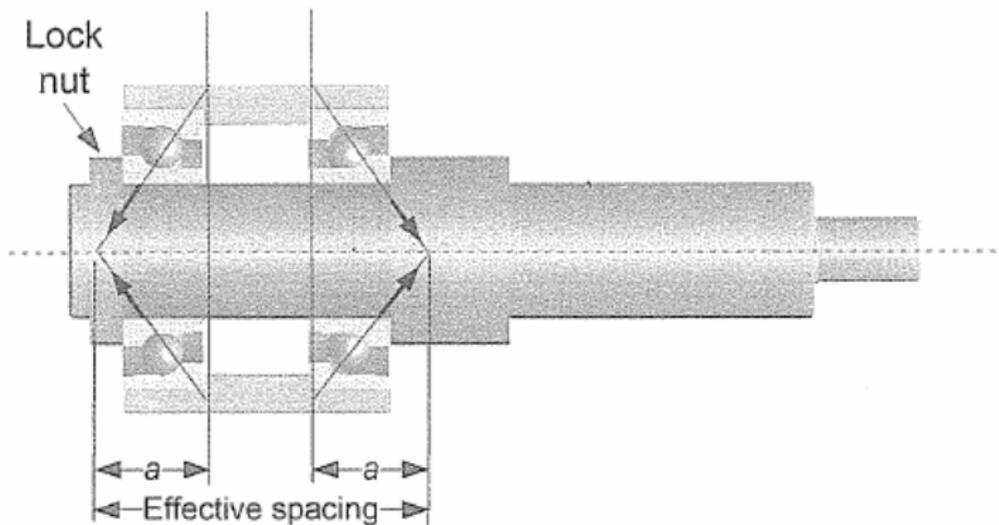


Figura: 6.11: Projeto dos mancais da roda dianteira.

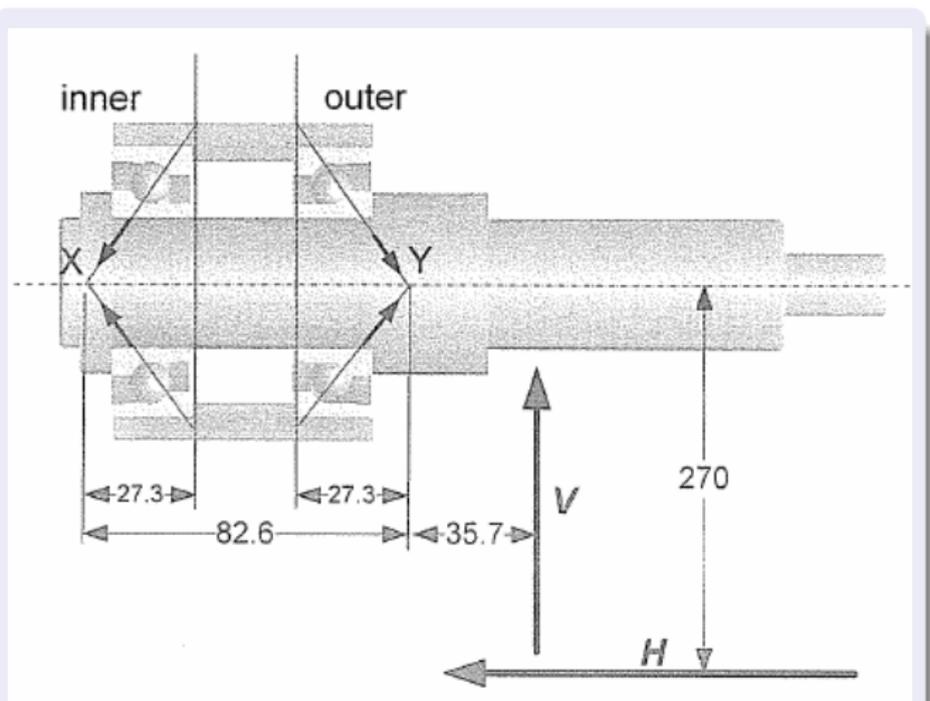


Figura: 6.12: Dimensões dos mancais da roda dianteira.

EXAMPLE 6.2

Specify suitable angular contact ball bearings for a car with the following maximum front wheel loads:

Load case	Vertical load (kN)	Lateral load (kN)	Longitudinal load (kN)
Cornering	2.850	4.275	-
Braking	2.033	-	3.050

Axle dia. = 30 mm, bearing spacing $l_1 = 44$ mm, distance $l_2 = 53$ mm (see Figure 6.10), rolling radius $R_r = 270$ mm.

Try angular contact ball bearing 7206 BEP – from manufacturer's (SKF) data sheet:

Dimension $a = 27.3$ mm (see Figures 6.11 and 6.12)

Width, $B = 16$ mm

Basic static load, $C_0 = 14.3$ kN

Basic dynamic load, $C_r = 22.5$ kN

Effective bearing spacing = $44 - 16 + (2 \times 27.3) = 82.6$ mm

(Note – the vertical wheel loads could be reduced by the weight of the wheel, tyre, axle and hub as these are transmitted directly to the ground without passing through the bearings – however this will be ignored here.



Case 2 – braking

$$\text{Inner bearing vertical load} = 2.033 \times 35.7/82.6 = 0.88 \text{ kN}$$

$$\text{Inner bearing longitudinal load} = 3.050 \times 35.7/82.6 = 1.32 \text{ kN}$$

$$\text{Inner bearing resultant radial load, } P_{2i} = \sqrt{(0.88^2 + 1.32^2)} = 1.6 \text{ kN}$$

$$\text{Outer bearing vertical load} = 2.033 \times 118.3/82.6 = 2.91 \text{ kN}$$

$$\text{Outer bearing longitudinal load} = 3.050 \times 118.3/82.6 = 4.38 \text{ kN}$$

$$\text{Outer bearing resultant radial load, } P_{2o} = \sqrt{(2.91^2 + 4.38^2)} = 5.3 \text{ kN}$$

Check static loads

$$\text{From above, maximum radial load } P_{1i} = 12.7 \text{ kN}$$

$$\text{Equation [6.3] Static safety factor, } s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{14.3}{12.7} = 1.1 > 1.0 \quad \checkmark$$



Check dynamic loads

Dynamic load profile

Activity	Assumed % time	Inner bearing load	Outer bearing load
Turning right	30	12.7	9.9
Turning left	20	3*	4*
Braking	15	1.6	5.3
Accelerating	25	0.8*	1.6*
Cruising	10	1*	2*

* estimated

Equation [6.4] Mean equivalent dynamic load, P_m

$$= \sqrt[3]{(P_1^3 T_1 + P_2^3 T_2 + P_3^3 T_3 \dots)}$$

Inner bearing, P_{mi}

$$= \sqrt[3]{[(12.7^3 \times 0.3) + (3.0^3 \times 0.2) + (1.6^3 \times 0.15) + (0.8^3 \times 0.25) + (1.0^3 \times 0.1)]}$$
$$= 8.5 \text{ kN}$$

Outer bearing, P_{mo}

$$= \sqrt[3]{[(9.9^3 \times 0.3) + (4.0^3 \times 0.2) + (5.3^3 \times 0.15) + (1.6^3 \times 0.25) + (2.0^3 \times 0.1)]}$$
$$= 6.9 \text{ kN}$$

Equation [6.5]

$$\text{Estimated fatigue life} = \left(\frac{G_r}{P_m}\right)^3 \times 10^6 \text{ cycles}$$

$$\text{For inner bearing life} = \left(\frac{22.5}{8.5}\right) \times 10^6 \text{ cycles} = 18.5 \times 10^6 \text{ cycles}$$

Assuming say 5000 km of racing:

$$\text{Circumference of wheel} = \pi \times 0.540 = 1.7 \text{ m}$$

$$\text{Number of revolutions} = 5000 \times 10^3 / 1.7 = 3.0 \times 10^6 < 18.5 \times 10^6 \quad \checkmark$$

Use angular contact ball bearing 7206 BEP



Sumário

- 1 Introdução
- 2 Geometria da roda dianteira
- 3 Direção
- 4 Projeto do eixo e mancais
- 5 Projeto e análise da manga**
- 6 Resumo
- 7 Referências



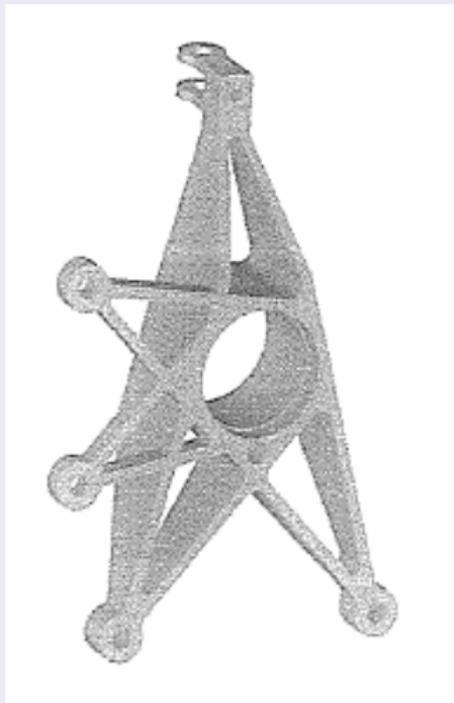


Figura: 6.13: Manga triangular dianteira típica.

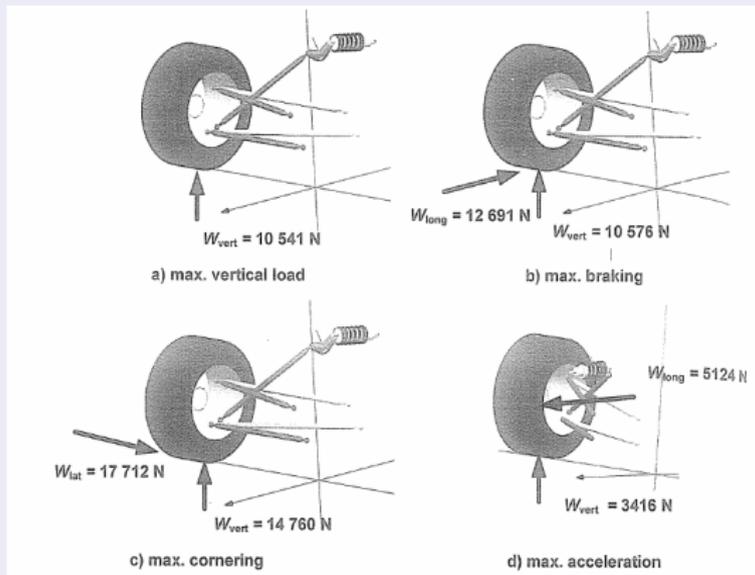


Figura: 3.14: Carga de projeto nas rodas.

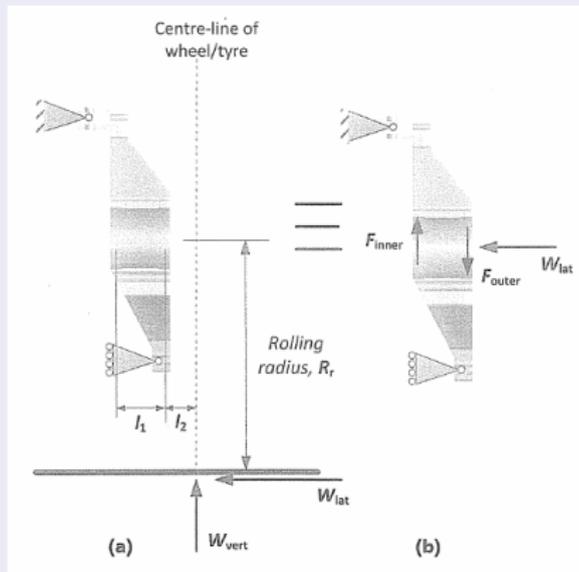


Figura: 6.14: Análise da manga dianteira para curva máxima.

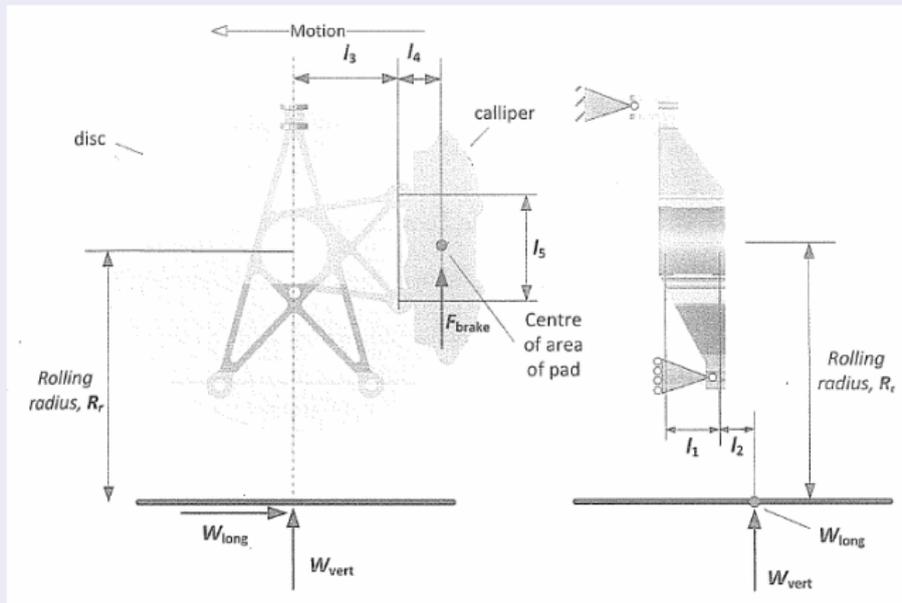


Figura: 6.15a: Cargas da manga dianteira na frenagem máxima.

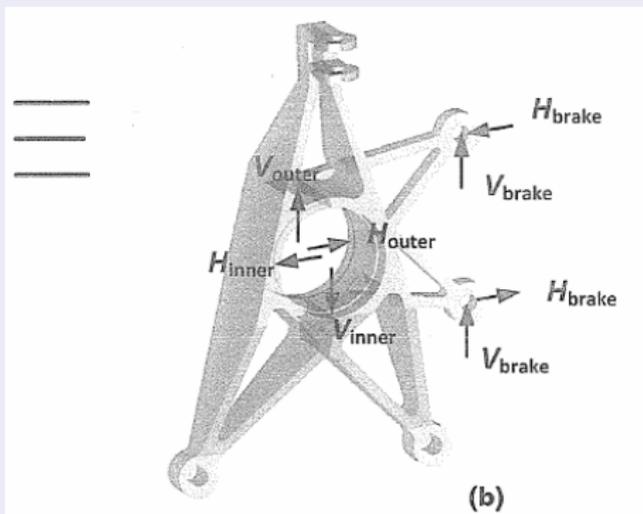


Figura: 6.15b: Cargas da manga dianteira na frenagem máxima.

EXAMPLE 6.3

Determine the front upright loads under both maximum cornering and maximum braking for the case considered in *Example 6.2*. The relevant data is repeated below:

Load case	Vertical load (kN)	Lateral load (kN)	Longitudinal load (kN)
Cornering	2.850	4.275	-
Braking	2.033	-	3.050

Bearing spacing $l_1 = 44$ mm, distance $l_2 = 53$ mm (see *Figure 6.10*), rolling radius $R_v = 270$ mm.

In addition:

$$l_3 = 70 \text{ mm}, l_4 = 30 \text{ mm}, l_5 = 80 \text{ mm}.$$

Maximum cornering

Taking moments about the centre of the inner bearing:

$$\begin{aligned} F_{\text{outer}} &= \frac{(W_{\text{lat}} \times R_v) - (W_{\text{vert}} \times (l_1 + l_2))}{l_1} \\ &= \frac{(4.275 \times 270) - (2.850 \times (44 + 53))}{44} \\ &= 19.95 \text{ kN } \uparrow \end{aligned}$$

Summing vertical forces:

$$\begin{aligned} F_{\text{inner}} &= F_{\text{outer}} + W_{\text{vert}} \\ &= 19.95 + 2.850 \\ &= 22.8 \text{ kN } \downarrow \end{aligned}$$

Maximum braking

Taking moments about the centre of the inner bearing:

$$V_{\text{outer}} = \frac{W_{\text{vert}} \times (l_1 + l_2)}{l_1} = \frac{2.033 \times (44 + 53)}{44} = 4.5 \text{ kN}$$

$$H_{\text{outer}} = \frac{W_{\text{long}} \times (l_1 + l_2)}{l_1} = \frac{3.050 \times (44 + 53)}{44} = 6.7 \text{ kN}$$

Summing vertical forces:

$$V_{\text{inner}} = V_{\text{outer}} - W_{\text{vert}} = 4.5 - 2.033 = 2.5 \text{ kN}$$

Summing horizontal forces:

$$H_{\text{inner}} = H_{\text{outer}} - W_{\text{long}} = 6.7 - 3.050 = 3.7 \text{ kN}$$

Brake torque:

$$F_{\text{brake}} = \frac{W_{\text{long}} \times R_r}{l_3 + l_4} = \frac{3.050 \times 270}{(70 + 30)} = 11.9 \text{ kN}$$

$$V_{\text{brake}} = \frac{F_{\text{brake}}}{2} = \frac{11.9}{2} = 6.0 \text{ kN}$$

$$H_{\text{brake}} = \frac{F_{\text{brake}} \times l_4}{l_5} = \frac{6.0 \times 30}{80} = 2.25 \text{ kN}$$

Comentários

- Análise mais precisa deve ser feita utilizando Elementos Finitos.
- Critério de falha usual: Von Mises, com fator de segurança 1,5.
- Aplicar técnicas de otimização para remoção de material em regiões menos carregadas.

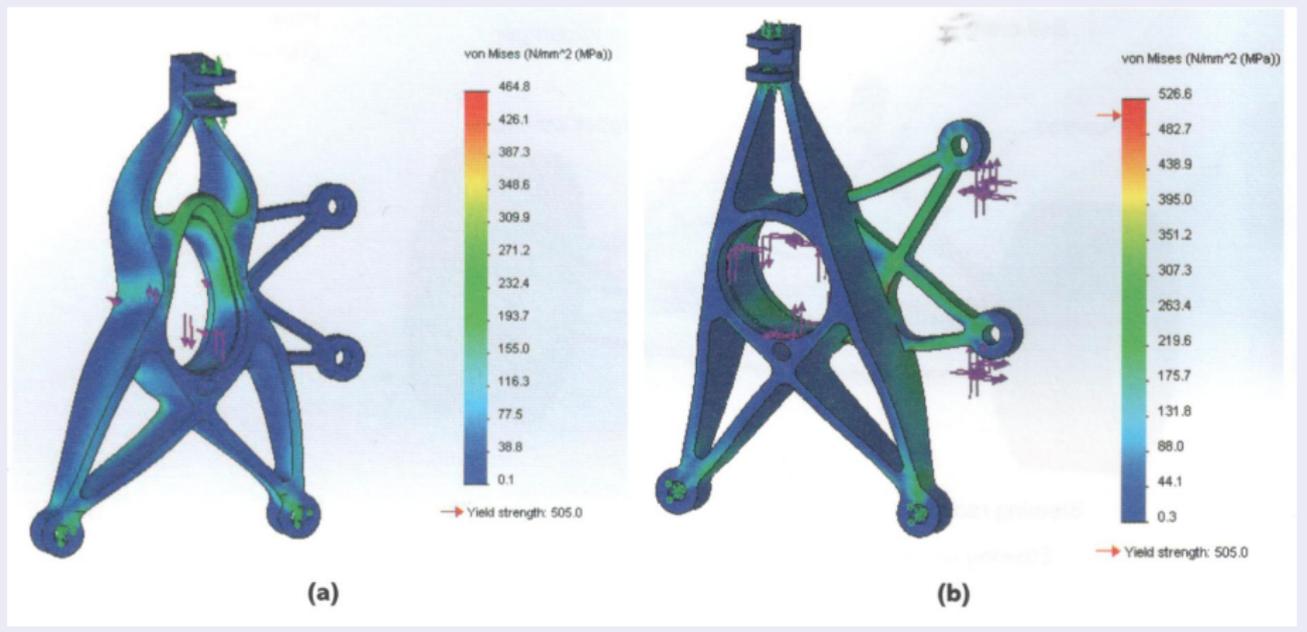


Análise por elementos finitos de uma manga

Alumínio 7075 T6 ($\sigma_{esc} = 505 \text{ N/mm}^2$) - $\sigma_{adm} = 337 \text{ N/mm}^2$

(a) Curva máxima

(b) Frenagem máxima



Sumário

- 1 Introdução
- 2 Geometria da roda dianteira
- 3 Direção
- 4 Projeto do eixo e mancais
- 5 Projeto e análise da manga
- 6 Resumo**
- 7 Referências



- **Pino mestre:** inclinação do eixo de esterçamento na vista frontal. Define o **braço a terra** que não deve ser tão grande a ponto de produzir choques no volante durante uma batida brusca na suspensão.
- **Ângulo de Caster:** inclinação do eixo de esterçamento na vista lateral. Algum caster é necessário para estabilidade mas não pode ser muito grande.
- Tanto o pino mestre quanto o caster afetam a cambagem em curvas.
- numa curva, os ângulos das rodas devem seguir os ângulos de Ackermann. Contudo, devido ao fato de a roda interna atingir picos de aderência em derivas menores do que a roda externa (mais carregada), projetistas preferem a geometria anti-Ackermann (aproximadamente paralela).

- O **bump steer** pode ser minimizado posicionando-se a barra de direção apontando para o centro instantâneo da suspensão.
- As pontas de eixo sofrem cargas elevadas de flexão e devem ser fabricadas com material de boa qualidade.
- Nos mancais dianteiros normalmente utiliza-se rolamentos de contato angular ou de rolos cônicos. Eles são utilizados aos pares e devem ser selecionados tanto para fadiga quanto para carregamento estático.
- Mangas dianteiras devem ser analisadas para curva máxima e frenagem máxima. Recomenda-se que, devido à complexidade geométrica, ela seja analisada por pacotes de elementos finitos, aplicando a tensão de Von Mises e um coeficiente de segurança 1,5.

Bibliografia

FSAE

Projeto de manga de eixo de um protótipo tipo Fórmula SAE (LEAL, 2015)

BAJA

Análise numérica de mangas de eixo para veículos Baja SAE (VIEGAS, 2016)



Sumário

- 1 Introdução
- 2 Geometria da roda dianteira
- 3 Direção
- 4 Projeto do eixo e mancais
- 5 Projeto e análise da manga
- 6 Resumo
- 7 Referências**



Referências I

 LEAL, F. M. TCC, *Projeto de manga de eixo de um protótipo do tipo Fórmula SAE*. 2015.

 SEWARD, D. *Race Car Design*. Suffolk, Inglaterra: Palgrave, 2014. ISBN 1137030143.

 VIEGAS, B. B. C. TCC, *ANÁLISE NUMÉRICA DE MANGAS DE EIXO PARA VEÍCULO BAJA SAE*. 2016.

