

## 模拟试题参考答案

### 模拟试题 1

#### 一、填空：

- 1、驱动力与空气阻力的差，汽车重力
- 2、坡度阻力，加速阻力
- 3、侧倾角速度，俯仰角速度
- 4、4-12.5Hz，0.5-2Hz

5、后， $\left(\frac{h_w}{D}\right)_2 = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1+\phi^2}}\right)$

#### 二、名词解释

- 6、附着力：地面对轮胎切向反作用力的极限值。
- 7、发动机负荷率：发动机在某一转速下发出的有效功率与相同转速下所能发出的最大有效功率的比值。
- 8、转向灵敏度：即稳态横摆角速度增益，指稳态的横摆角速度与前轮转角的比值。
- 9、侧偏刚度：地面对轮胎的侧偏力与对应产生的侧偏角的比值，侧偏刚度为负值。
- 10、比功率：汽车的比功率是发动机功率和汽车总质量（答汽车质量也给分）的比值。

#### 三、判断

- 11、√    12、×    13、×    14、√    15、×  
16、√    17、√    18、×    19、×    20、×

#### 四、简答

21、答：汽车的驱动与附着条件是  $F_f + F_w + F_i \leq F_t \leq F_{z\phi}$

22、答：1）先按等比级数来分配变速器各挡传动比：即  $i_{gn} = \sqrt[n]{i_{g1}}$ ；

2）实际上，考虑到（1）汽车换挡时车速要下降，挡位越高，车速变化越大；（2）高档位利用率高；（3）传动比最终由齿轮齿数（为整数）决定，因此变速器传动比一般按照下式的关系来分配：

$$\frac{i_{g1}}{i_{g2}} \geq \frac{i_{g2}}{i_{g3}} \geq \dots \geq \frac{i_{gn-1}}{i_{gn}}。$$

23、答：1）轿车前悬架加装横向稳定杆后，前悬架侧倾角刚度  $K_{\phi r1}$  增大，整车侧倾角刚度增大，车厢侧倾角  $\phi_r$  减小；

2) 由 $\Delta F_{Z1}$ 和 $\Delta F_{Z2}$ 公式可知,  $\Delta F_{Z1}$ 增大,  $\Delta F_{Z2}$ 减小;

$$\Delta F_{Z1} = (F_{\text{sy}} \frac{b_1}{L} h_1 + K_{\text{sr1}} \Phi_r + F_{u1y} h_{u1}) / B_1, \quad \Delta F_{Z2} = (F_{\text{sy}} \frac{a_2}{L} h_2 + K_{\text{sr2}} \Phi_r + F_{u2y} h_{u2}) / B_2$$

3) 在侧向力作用下, 若汽车前轴左、右车轮垂直载荷变动量较大, 汽车趋于增加不足转向量。因此轿车的前悬架加装横向稳定杆后趋于增加不足转向量。

24、答: 人体对振动的反应与振动的频率、强度、作用方向和持续时间等因素有关。

## 五、分析

25、解: 如下图作出四挡手动变速器汽车的驱动力与行驶阻力平衡图,

分析汽车动力性的步骤为:

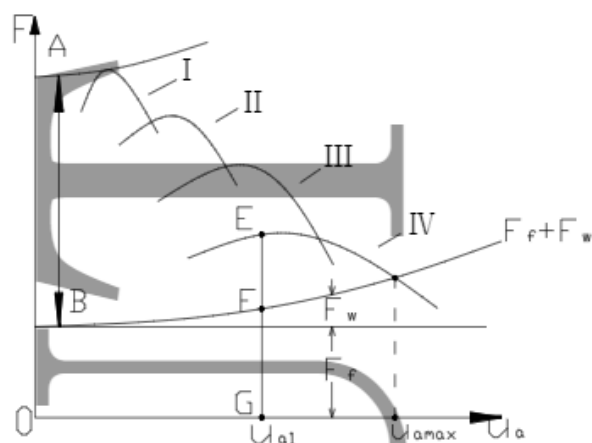
1) 最高车速:  $F_w + F_f$  阻力线与直接挡  $F_t - u_a$  曲线的交点即为汽车的最高车速;

2) 最大爬坡度:  $F_t$  曲线与  $F_w + F_f$  阻力线间的距离即表示汽车上坡能力, 应将  $F_w + F_f$  阻力线平移求与 I 挡  $F_t$  曲线的相切点, 该切点与  $F_w + F_f$  阻力线间的距离即为最大爬坡度, 计算方法为:

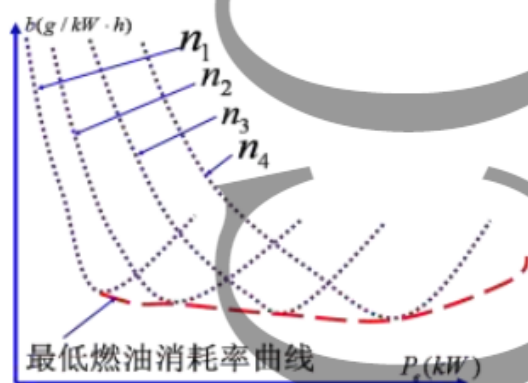
$$\alpha_{\max} = \arcsin \frac{F_{t1} - (F_f + F_w)}{G}$$

3) 加速时间:  $\because \frac{du}{dt} = \frac{1}{\delta m} [F_t - (F_f + F_w)]$ , 利用上式将驱动力与行驶阻力平衡图变为加速度倒数

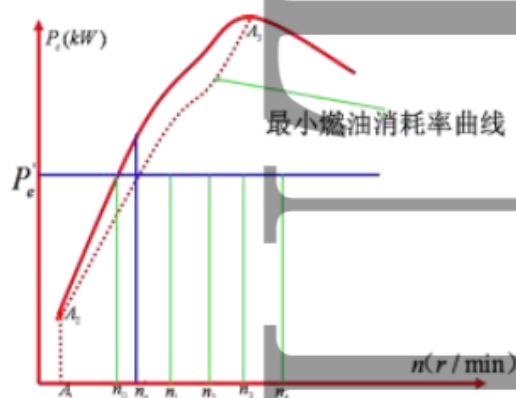
$dt/du \sim u_a$  曲线, 然后在该图上利用式  $T = \int_{u_1}^{u_2} \frac{dt}{du} du$  进行积分可得加速时间。



26、答: 1) 下图为发动机的负荷特性图, 将各等转速曲线的最低点相连, 得到各曲线的包络线, 即发动机提供一定功率时的最低燃油消耗率曲线。



发动机负荷特性图

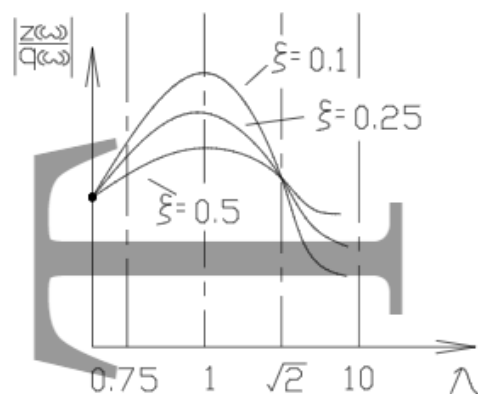


2) 将最低燃油消耗率曲线画在发动机外特性图上 ( $P_e \sim n$ ,  $A_1 A_2 A_3$  线), 可得到发动机某输出功率 (此时汽车以某车速  $u_a$  行驶) 时最经济工况的发动机转速, 如发动机输出功率  $P_e'$  时, 最经济工况的发动机转速为  $n_e'$ 。

3) 根据公式  $i' = 0.377 \frac{n_e' r}{i_0 u_a}$ , 可计算出此时变速器应提供的最佳传动比  $i'$ , 以使汽车获得最佳的经济性。

无级变速器既是按照上述原理进行传动比控制的, 因此能达到显著提高汽车的燃油经济性的作用。

27、



单质量振动系统的幅频特性图

解: 如图为单质量振动系统的幅频特性图, 分析振动频率和相对阻尼系数对振动的影响如下:

1) 低频段:  $\lambda < 0.75$ , 在这一频段,  $\left| \frac{z}{q} \right| \rightarrow 1, z \approx q$ , 不呈现明显的动态特性, 阻尼比对这一频段的影响不大;

2) 共振短:  $0.75 < \lambda < \sqrt{2}$ , 在这一频段,  $\left|\frac{z}{q}\right|$  出现峰值,  $Z \gg q$ ,  $\xi \uparrow$ , 则  $\left|\frac{z(\omega)}{q(\omega)}\right|$  峰值  $\downarrow$ ;

3) 高频段:  $\lambda \geq \sqrt{2}$ ,  $\left|\frac{z}{q}\right| \leq 1$ , 对输入位移起衰减作用, 阻尼比减小对减振有利。

## 六、计算

28、解: 1) 同步附着系数  $\varphi_0 = \frac{L\beta - b}{h_\xi} = \frac{4.0 \times 0.43 - (4.0 \times 35\%)}{0.8} = 0.4$ ;

2)  $\varphi_0 = 0.4$ ,  $\varphi = 0.6$ ,  $\varphi > \varphi_0$ , 后轮先抱死, 故汽车的利用附着系数为  $\varphi_r$  (后轴的利用附着系数);

$$\varphi_r = \frac{(1-\beta)Z}{\frac{1}{L}(a - Zh_\xi)}, \text{ 即 } 0.6 = \frac{(1-0.43)Z}{\frac{1}{4.0}(4 \times 65\% - 0.8Z)}, \text{ 解得制动强度 } Z = 0.565;$$

所以, 无任何车轮抱死时, 该车的最大制动减速度为  $0.565g = 5.537\text{m/s}^2$ 。

$$4) E_r = \frac{Z}{\varphi_r} = \frac{0.565}{0.6} \times 100\% = 94.2\%$$

$$\text{或 } E_r = \frac{a/L}{(1-\beta) + \varphi_r h_\xi / L} = \frac{1.4/4.0}{(1-0.43) + 0.6 \times 0.8/4.0} \times 100\% = 94.2\%。$$

## 模拟试题 2

### 一、填空:

- 1、满载, 60%
- 2、滚动阻力, 坡度阻力
- 3、侧倾角速度, 俯仰角速度
- 4、4~8Hz, 3Hz 以下
- 5、后,  $\left(\frac{h_w}{D}\right)_2 = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1+\phi^2}}\right)$

### 二、名词解释

- 6、汽车的后备功率: 称  $P_e - \frac{1}{\eta_T}(P_f + P_w)$  为汽车的后备功率。其中  $P_f$ 、 $P_w$  分别为汽车以某车速等速行驶时的滚动阻力功率和空气阻力功率,  $P_e$  为此时发动机在相应转速下能发出的最大功率,  $\eta_T$  为传动系统的机械效率。
- 7、汽车比功率: 汽车的比功率是发动机功率和汽车总质量 (答汽车质量也给分) 的比值。
- 8、汽车制动距离: 是指汽车以一定的速度行驶时, 从驾驶员开始操纵制动控制装置 (制动踏板) 到汽车完全停住为止所驶过的距离。
- 9、车厢侧倾轴线: 车厢相对地面转动时的瞬时轴线称为车厢侧倾轴线。
- 10、汽车纵向通过角: 汽车满载、静止时, 分别通过前、后轮外缘作垂直于汽车纵向对称平面的切平面, 当两切平面交于车体下部较低部位时所夹的最小锐角。

### 三、判断

- 11、√    12、×    13、×    14、√    15、×  
16、×    17、×    18、√    19、√    20、×

### 四、不定项选择

- 21、BD    22、C    23、B    24、A    25、AD

### 五、简答

- 26、答: 附着率是指汽车直线行驶状况下, 充分发挥驱动力作用时所要求的最低附着系数。在较低行驶车速下, 用低速档加速或上坡行驶时以及在水平路段上以极高车速行驶时, 汽车的附着率较大。

27、答：要考虑三方面的因素：最大爬坡度、附着条件和汽车最低稳定车速。

$$\text{即 } \frac{F_{\varphi} r}{T_{tq \max} i_0' \eta_T} \geq i_{g1} \geq \frac{G(f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}) r}{T_{tq \max} i_0' \eta_T}$$

对于越野汽车传动系，应保证汽车能在极低车速下稳定行驶。避免在松软地面上行驶时土壤受冲击剪切破坏而损害地面附着力。最大传动比  $i_{t \max}$  应为  $i_{t \max} = 0.377 \frac{n_{\min} r}{u_{a \min}}$ ，式中  $u_{a \min}$  ——最低稳定车速。

28、答：人体对振动的反应与振动的频率、强度、作用方向和持续时间等因素有关。

29、答：相邻振幅比： $d = \frac{A_1}{A_2}$  称为减幅系数

$$d = \frac{A_1}{A_2} = \frac{A e^{-n t_1}}{A e^{-n(t_1 + T)}} = e^{n T} = e^{\frac{2 \pi \zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}}}$$

$$\ln d = \frac{2 \pi}{\sqrt{1 - \zeta^2}}, \quad \zeta = \frac{1}{\sqrt{1 + 4 \pi^2 / \ln^2 d}}$$

因此将汽车前轮、后轮分别从一定高度抛下，记录车身质量的衰减振动曲线，由图上曲线可得到车身质量部分的相邻振幅比，并按上式计算出阻尼比。

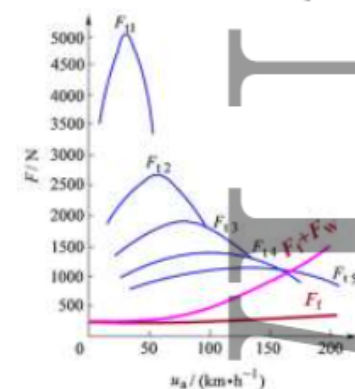
## 六、分析

30、作出某一装用五挡手动变速器汽车的驱动力-行驶阻力平衡图，并说明利用该图分析汽车动力性的方法与步骤。

解解：如下图作出五挡手动变速器汽车的驱动力与行驶阻力平衡图，

分析汽车动力性的步骤为：

- 1) 最高车速： $F_W + F_f$  阻力线与最高挡  $F_t - u_a$  曲线的交点即为汽车的最高车速；
- 2) 最大爬坡度： $F_t$  曲线与  $F_W + F_f$  阻力线间的距离即表示汽车上坡能力，计算方法为：



$$\alpha_{\max} = \arcsin \frac{F_{t1} - (F_f + F_w)}{G}$$

- 3) 加速时间： $\therefore \frac{du}{dt} = \frac{1}{\delta m} [F_t - (F_f + F_w)]$ ，利用上式将驱动力与行驶阻力平衡图变为加速度倒数  $dt/du \sim u_a$  曲线，然后在该图上利用式  $T = \int_{u_1}^{u_2} \frac{dt}{du} du$  进行积分可得加速时间。

31、答：防抱死制动系统（ABS）的主要作用有：

- 1) 在制动过程中防止车轮被制动抱死，防止出现前轮抱死失去转向能力，以及后轮先抱死造成侧滑甩尾现象的发生。提高汽车的方向稳定性和转向操纵能力；
- 2) 充分利用制动力系数，以获得较大的制动减速度和较短的制动距离，提高汽车的制动效能。
- 3) 减轻轮胎磨损。

其理论依据是：作出制动力系数  $\varphi_b$  和侧向力系数  $\varphi_l$  随滑动率  $s$  变化的关系曲线。ABS 将制动时的滑动率控制在 15%~20%之间，以获得 1) 较大的制动力系数，地面制动力答大，制动距离短；2) 较大侧向力系数，避免失去方向稳定性。3) 因不抱死，轮胎滑动少，减轻了轮胎磨损。

## 七、计算

32、解：1) 车辆行驶时的发动机的功率：
$$P_e = \frac{1}{\eta_T} \left( \frac{Gfu_2}{3600} + \frac{C_D Au_2^3}{76140} + \frac{Giu_2}{3600} + \frac{\delta mu_2}{3600} \frac{du}{dt} \right)$$

其中： $G = mg$ ， $A \approx 1.65 \times 2.2 = 3.63m^2$ ，所以：

$$\begin{aligned} P_e &= \frac{1}{\eta_T} \left( \frac{Gfu_2}{3600} + \frac{C_D Au_2^3}{76140} + \frac{Giu_2}{3600} + \frac{\delta mu_2}{3600} \frac{du}{dt} \right) \\ &= \frac{1}{0.85} \left( \frac{5360 \times 9.8 \times 0.012 \times 60}{3600} + \frac{0.66 \times 3.63 \times 60^3}{76140} + \frac{5360 \times 9.8 \times 0.015 \times 60}{3600} \right) = 30.8kW \end{aligned}$$

2) 利用插值法，计算发动机功率为 30.8kW 时的有效燃油消耗率为

$$b = 245 - \frac{30.8 - 30}{32 - 30} \times (245 - 235) = 241 \text{ g/kWh}$$

3) 计算等速百公里油耗  $Q_s = \frac{P_e b}{1.02 u_a \rho g} = \frac{30.8 \times 241}{1.02 \times 60 \times 7} = 17.32L/100km$

33、解：1) 稳定性因数  $K = \frac{m}{L^2} \left( \frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1} \right) = \frac{1850}{3.0^2} \left( \frac{0.46 \times 3.0}{-2 \times 50000} - \frac{0.54 \times 3.0}{-2 \times 30000} \right) = 2.71 \times 10^{-3} s^2/m^2$ 。

$K = 2.71 \times 10^{-3} > 0$ ，故该车稳态转向特性为不足转向。

2) 因为该车稳态转向特性为不足转向，故计算其特征车速：

$$u_{ch} = \sqrt{1/K} = \sqrt{1/2.71 \times 10^{-3}} = 19.2m/s$$

$$3) \quad SM = \frac{a' - a}{L} = \frac{k_2}{k_1 + k_2} - \frac{a}{L} = \frac{50000}{50000 + 30000} - \frac{0.46 \times 3.0}{3.0} = 0.165$$



### 模拟试题 3

#### 一、填空题

- 1、压力阻力、摩擦阻力
- 2、市郊工况、城市（市区）工况
- 3、侧向速度（侧向运动）、横摆角速度（横摆运动）
- 4、作用方向、持续时间（暴露时间）
- 5、最小离地间隙、纵向通过角

#### 二、名词解释题

- 6、动力因数：驱动力与空气阻力的差与汽车重量的比值。
- 7、汽车质量利用系数：汽车装载质量与整车整备质量之比。
- 8、汽车制动效率：车轮不抱死的最大制动强度与车轮和地面间的附着系数的比值。
- 9、质心侧偏角：汽车质心侧向速度与前进速度的比值。
- 10、悬挂质量分配系数： $\varepsilon = \rho_y^2 / ab$ ，其中  $\rho_y$  为车身质量绕横轴  $y$  的回转半径， $a$ 、 $b$  为车身质量的质心至前、后轴的距离。

#### 三、判断题

- 11、× 12、× 13、× 14、√ 15、×  
16、√ 17、× 18、√ 19、× 20、×

#### 四、不定项选择题

- 21、AC 22、D 23、BC 24、B 25、AC

#### 五、简答题

26、答：附着率是指汽车直线行驶状况下，充分发挥驱动力作用时所要求的最低附着系数。为避免驱动轮打滑，充分发挥驱动力作用，附着率应小于附着系数。

27、答：确定汽车最小传动比时应考虑的因素主要有：

- 1) 最高车速： $i_0$  选择到汽车的最高车速相当于发动机最大功率点的车速时，最高车速最大；
- 2) 汽车的后备功率和燃油经济性；
- 3) 汽车的驾驶性能。

28、答：ABS 是防抱死制动系统（Anti-lock Braking System）的简称。

防抱死制动系统（ABS）的主要作用有：

- 1) 在制动过程中防止车轮被制动抱死，防止出现前轮抱死失去转向能力，以及后轮先抱死造成侧滑甩尾现象的发生。提高汽车的方向稳定性和转向操纵能力；
- 2) 充分利用制动力系数，以获得较大的制动减速度和较短的制动距离，提高汽车的制动效能；
- 3) 减轻轮胎磨损。

29、答：横向稳定杆增大悬架侧倾刚度，从而增大悬架总的角刚度，减小车厢侧倾角。

在侧向力作用下，前后轴左、右车轮垂直载荷变化趋势相同，为满足汽车的稳态转向特性为不足转向，应使前轴左、右车轮垂直载荷变动量大于后轴，前轴加装横向稳定杆的作用就是增大前轴左、右车轮垂直载荷变动量，使汽车趋于增加不足转向量。

## 六、分析题

30、解：如图作出装用五挡变速器汽车的动力特性图，

分析汽车动力性的步骤为：

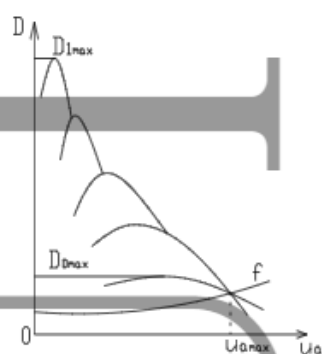
- 1) 最高车速： $f$  线与最高挡  $D-u_a$  曲线的交点对应的车速即为汽车的最高车速；
- 2) 最大爬坡度： $D$  曲线与  $f$  曲线间的距离可近似表示汽车上坡能力，准确计算方法为：

$$D_{I\max} = f \cdot \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}$$

$$\alpha_{\max} = \arcsin \frac{D_{I\max} - f \sqrt{1 - D_{I\max}^2 + f^2}}{1 + f^2}$$

- 3) 加速时间： $\because \frac{du}{dt} = \frac{g}{\delta}(D - f)$ ，利用上式将动力特性图变为加速度倒数  $dt/du \sim u_a$  曲线，然后在该

图上利用式  $T = \int_{u_1}^{u_2} \frac{dt}{du} du$  进行积分可得加速时间。



汽车动力特性图

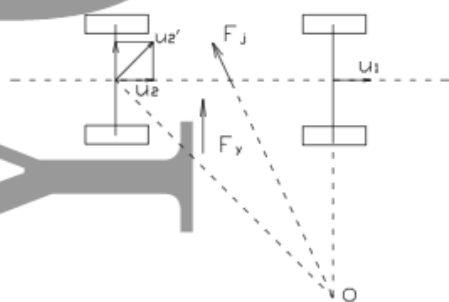
- 31、解： $\beta$  线与  $I$  曲线交点处的附着系数，或  $\varphi_0 = \frac{L\beta - b}{h_g}$ 。

汽车在大于同步附着系数路面上行驶时采取紧急制动时会发生后轮先抱死，如果车速较高会出现侧滑

甩尾甚至掉头。

如图为汽车后轴先于前轴制动抱死时的运动情况：

- 1) 因后轴抱死，受侧向力  $F_y$  作用将发生侧滑，后轴中点的前进速度变为  $u_2'$ ，前轴因未发生抱死，前进速度方向仍然为汽车纵轴方向  $u_1$ 。
- 2) 此时汽车将发生类似转弯的运动，其瞬时回转中心为速度  $u_2'$  和  $u_1$  两垂线的交点  $O$ ；汽车作圆周运动时产生了作用于汽车质心的惯性力  $F_j$ 。
- 3) 显然  $F_j$  的方向与后轴发生侧滑的方向一致，于是惯性力加剧后轴侧滑；后轴侧滑有加剧惯性力，汽车将急剧转动，是不稳定、非常危险的工况。



汽车后轴先于前轴制动抱死时的运动

## 七、计算题

32、解：1) 稳定性因数  $K = \frac{m}{L^2} \left( \frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1} \right) = \frac{1600}{2.8^2} \left( \frac{0.45 \times 2.8}{-2 \times 50000} - \frac{0.55 \times 2.8}{-2 \times 32000} \right) = 2.34 \times 10^{-3} s^2 / m^2$ 。

$K = 2.34 \times 10^{-3} s^2 / m^2 > 0$ ，故该车稳态转向特性为不足转向。

2) 因为该车稳态转向特性为不足转向，故计算其特征车速：

$$u_{ch} = \sqrt{1/K} = \sqrt{1/2.34 \times 10^{-3}} = 20.7 m/s$$

3)  $\alpha_1 - \alpha_2 = K a_y L = K \frac{u^2}{R} L = 2.34 \times 10^{-3} \times \frac{10^2}{20} \times 2.8 = 0.03276 rad$

33、解：1)  $n = \frac{1}{\lambda} = 0.5 m^{-1}$ ， $u = \frac{108}{3.6} = 30 m/s$

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left( \frac{n}{n_0} \right)^{-w} = 64 \times 10^{-6} \times \left( \frac{0.5}{0.1} \right)^{-2} = 2.56 \times 10^{-6} m^3$$

$$G_q(f) = \frac{1}{u} G_q(n) = \frac{2.56 \times 10^{-6}}{30} = 8.53 \times 10^{-8} m^3$$

$$2) \quad 2n = \frac{C}{m_2}, \quad \omega_0^2 = \frac{K}{m_2}, \quad \text{阻尼比 } \zeta = \frac{n}{\omega_0} = \frac{C}{2\sqrt{m_2 K}}$$

有阻尼的固有频率  $\omega_r = \sqrt{\omega_0^2 - n^2} = \omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2}$

$$3) \quad \left| \frac{z}{q} \right| = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta\lambda)^2}}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}},$$

$$\text{共振时系统的幅频特性} \left| \frac{z}{q} \right|_{\lambda=1} = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta)^2}}{\sqrt{(2\zeta)^2}} = \sqrt{1 + \frac{1}{4\zeta^2}} = \sqrt{1 + \frac{m_2 K}{C^2}}$$

#### 模拟试题 4

##### 一、填空题

- 1、驱动力、最低附着系数
- 2、最大爬坡度、汽车最低稳定车速
- 3、无穷大、越小
- 4、路面功率谱密度、统计特性
- 5、0.063m、0.4m

##### 二、名词解释题

- 6、道路阻力系数：道路滚动阻力系数  $f$  与道路坡度  $i$  的和（或  $\psi=f+i$ ）。
- 7、MPG: mile/USgal, 即每加仑行驶的英里数; MPG 是美国燃油经济性指标。
- 8、汽车比功率：单位汽车总质量具有的发动机功率。
- 9、滑动率：滑动率  $s = \frac{u_w - r_{r0}\omega_w}{u_w} \times 100\%$ , 式中  $u_w$  为车轮中心速度,  $r_{r0}$  为没有地面制动力时的车轮滚动半径  $\omega_w$  为车轮的角速度。滑动率的数值说明了车轮运动中滑动成分所占的比例。
- 10、悬架侧倾角刚度：悬架的侧倾角刚度是指侧倾时, 单位车厢转角下, 悬架系统给车厢总的弹性恢复力矩。

##### 三、判断题

- 11、× 12、× 13、√ 14、× 15、×  
16、× 17、√ 18、√ 19、√ 20、×

##### 四、简答题

21、答：空车、满载时汽车动力性有变化。动力因数  $D$  的大小可直接反映动力性的优劣, 根据动力因数  $D = \frac{F_t - F_w}{G}$ , 空车、满载时  $F_t$ 、 $F_w$  都无变化, 而空车时  $G$  较小, 因此动力因数  $D$  较大, 因而动力性较好。

22、答：大型轿车油耗高的原因主要在于：

- 1) 大型轿车大幅度地增加了各项阻力（滚动阻力、空气阻力、坡度阻力和加速阻力）；
- 2) 为保证高动力性而装用大排量发动机, 大部分时间内负荷率较低导致燃油消耗率过高。

23、答：汽车动力装置参数包括发动机的功率和传动系的传动比（最小传动比、最大传动比、传动系挡数与各挡传动比）。

选定汽车动力装置参数时的次序如下：

- 1) 发动机的功率;
- 2) 传动系最小传动比;
- 3) 传动系最大传动比;
- 4) 传动系挡数与各挡传动比。

24、答：长期行驶在盘山公路上的汽车，坡路弯道多，下急弯坡制动时，如果汽车失去转向能力，将是十分危险的。因此，经常在山区使用的车辆，同步附着系数应取低值。运输部门常将这类汽车的后

轮制动器制动力加大，即制动力分配系数  $\beta$  减小，而  $\phi_0 = \frac{L\beta - b}{h_g}$ ，因此同步附着系数  $\phi_0$  较小。

25、什么是轮胎的侧偏特性？影响轮胎侧偏特性的因素主要有哪些？

答：轮胎的侧偏特性主要是指侧偏力、回正力矩与侧偏角的关系，它是研究汽车操纵稳定性的基础。影响轮胎侧偏特性的因素主要有：

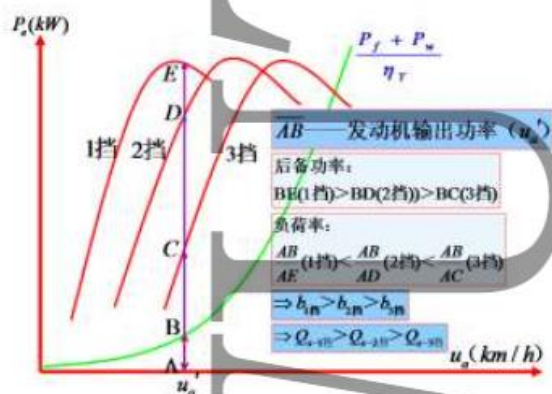
- 1) 轮胎的尺寸、形式和结构参数：尺寸较大的轮胎有较高的侧偏刚度；子午线轮胎侧偏刚度较斜交胎高；轮胎的扁平率越小，侧偏刚度越大；轮胎垂直增大，侧偏刚度增大，但过大的垂直载荷，侧偏刚度减小；气压增加，侧偏刚度增大。
- 2) 一定侧偏角下，驱动力增加时，侧偏力逐渐有所减小。
- 3) 路面及其粗糙程度、干湿状况对轮胎侧偏特性也有影响。

## 五、分析题

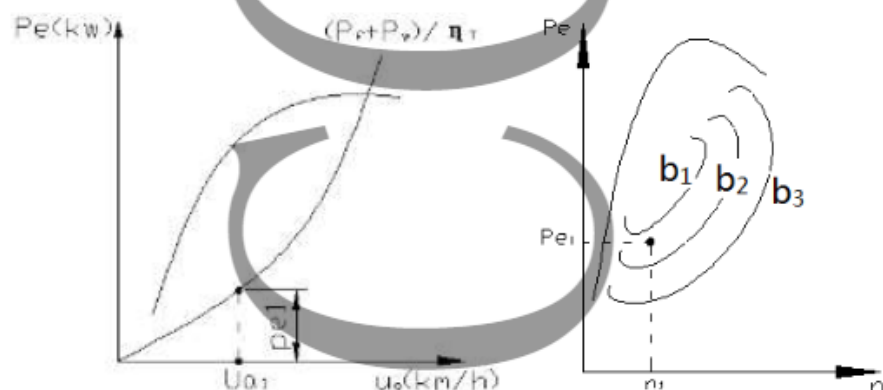
26、解：如图为某三挡汽车的功率平衡图。

图中可以看出，以同一车速不同挡位行驶时，1-3 挡后备功率分别为 BE、BD、BC，即挡位越低后备功率越大，因此汽车的动力性越好。

图中还可以看出，以同一车速不同挡位行驶时，1-3 挡时发动机的负荷率分别为 AB/AE、AB/AD、AB/AC，即挡位越低负荷率越小，因此燃油消耗率越高，汽车的燃油经济性越差。



27、解：如图分别为汽车的功率平衡图及汽车发动机的万有特性曲线。



汽车某挡功率平衡图

汽车发动机万有特性曲线

1) 汽车以某挡某车速  $u_{a1}$  等速行驶，在功率平衡图上可得到该车速下平路等速行驶时发动机输出的功率  $P_{e1}$ ；

2) 由式  $u_a = 0.377 \frac{r \cdot n}{i_g \cdot i_0}$  可计算该挡  $u_{a1}$  行驶时的发动机转速  $n_{e1}$ ；

3) 在汽车发动机万有特性曲线上，由上述的  $P_{e1}$  和  $n_{e1}$  插值得到  $b_1$ ；

4) 将上述得到的  $P_{e1}$  和  $g_{e1}$  及其它已知参数代入计算式  $Q_s = \frac{P_e b}{1.02 u_a \rho g}$  中，可计算得到  $Q_{s-u_{a1}}$ ；

公式  $u_a = 0.377 \frac{r \cdot n}{i_g \cdot i_0}$  中，各物理量的量纲为  $u_a$  (km/h)， $r$  (m)， $n$  (r/min)， $i_g$ 、 $i_0$  无量纲。

公式  $Q_s = \frac{P_e b}{1.02 u_a \rho g}$  中，各物理量的量纲为  $Q_s$  (L/100km)， $P_e$  (kW)， $b$  (g/kW·h)， $u_a$  (km/h)， $\rho$  (kg/L)， $g$  (m/s<sup>2</sup>)。

28、解：系统的固有频率  $f_0$ ：  $f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m_2}}$ ，阻尼比  $\xi$ ：  $\zeta = \frac{n}{\omega_0} = \frac{C}{2\sqrt{m_2 K}}$

阻尼比  $\zeta$  对衰减振动有两方面影响：

1) 影响有阻尼固有频率  $\omega_r$ ：  $\omega_r = \sqrt{\omega_0^2 - n^2} = \omega_0 \sqrt{1 - \xi^2}$ ，因此  $\zeta$  增大， $\omega_r$  下降。当  $\zeta = 1$  时， $\omega_r = 0$ ，此时运动失去振荡特征。汽车悬挂系统阻尼比  $\zeta$  大约为 0.25 左右， $\omega_r$  比  $\omega_0$  只下降了 3% 左右，在工程上可以近似认为  $\omega_r \approx \omega_0$ 。

2) 影响振幅的衰减程度: 两个相邻的振幅  $A_1$  与  $A_2$  之比称为减幅系数, 以  $d$  表示:

$$d = \frac{A_1}{A_2} = \frac{Ae^{-n\tau_1}}{Ae^{-n(\tau_1+\tau_1)}} = e^{n\tau_1} = e^{\frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}}, \text{ 即 } \ln d = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}, \text{ 因此 } \xi \text{ 增大, } d \text{ 增大, 汽车振动衰减快。}$$

## 六、计算题

29、解: (1) 同步附着系数  $\varphi_0 = \frac{L\beta - b}{h_g} = \frac{3.0 \times 0.6 - (3.0 - 1.6)}{0.65} = 0.615$ ;

$\varphi_0 = 0.615$ ,  $\varphi_s = 0.15$ ,  $\varphi < \varphi_0$ , 前轮先抱死, 故汽车的利用附着系数为  $\varphi_f$  (前轴的利用附着系数), 制动效率为前轴的制动效率。

$$E_f = \frac{b/L}{\beta - \varphi_f h_g / L} = \frac{(3.0 - 1.6) / 3.0}{0.6 - 0.15 \times 0.65 / 3.0} \times 100\% = 82.2\%$$

$$E_f = \frac{Z}{\varphi_f}, \text{ 即 } Z = E_f \varphi_f, \text{ 计算得制动强度 } Z = 0.15 \times 0.822 = 0.123,$$

因此不抱死的最大制动减速度  $a_{b\max} = Zg = 0.123 \times 9.8 = 1.21 \text{ m/s}^2$

$$\begin{aligned} s &= \frac{1}{3.6} \left( \tau_2' + \frac{\tau_2''}{2} \right) u_{a0} + \frac{u_{a0}^2}{25.92 \times a_{b\max}} \\ &= \frac{1}{3.6} \left( 0.02 + \frac{0.2}{2} \right) 30 + \frac{30^2}{25.92 \times 1.21} \\ &= 29.7 \text{ m} \end{aligned}$$

(2) 若该车装备 ABS 装置, 则最大制动减速度  $a_{b\max} = \varphi_p g = 0.2 \times 9.8 = 1.96 \text{ m/s}^2$

$$\begin{aligned} s &= \frac{1}{3.6} \left( \tau_2' + \frac{\tau_2''}{2} \right) u_{a0} + \frac{u_{a0}^2}{25.92 \times a_{b\max}} \\ &= \frac{1}{3.6} \left( 0.02 + \frac{0.2}{2} \right) 30 + \frac{30^2}{25.92 \times 1.96} \\ &= 18.7 \text{ m} \end{aligned}$$



30、解：1) 稳定性因数  $K = \frac{m}{L^2} \left( \frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1} \right) = \frac{1800}{3.0^2} \left( \frac{0.5 \times 3.0}{-2 \times 50000} - \frac{0.5 \times 3.0}{-2 \times 40000} \right) = 7.5 \times 10^{-4} s^2 / m^2$ 。

2)  $K = 7.5 \times 10^{-4} > 0$ ，故该车稳态转向特性为不足转向。

3) 因为该车稳态转向特性为不足转向，故计算其特征车速：

$$u_{ch} = \sqrt{1/K} = \sqrt{1/7.5 \times 10^{-4}} = 36.5 m/s$$

4) 转向灵敏度：  $\left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s = \frac{u/L}{1 + Ku^2} = \frac{100/3.6/3.0}{1 + 7.5 \times 10^{-4} \times (100/3.6)^2} = 5.87$

一、(1) Write out the automobile power balance equation and explain the meaning and unit of each variable in the equation; (8 points)

写出汽车功率平衡方程并说明方程中每一个参数的含义及单位；(8分)

(2) Using the power balance chart to analyze the impacts of total mass ( $m$ ), air resistance coefficient ( $C_D$ ), transmission efficiency ( $\eta_T$ ) and ratio of the final drive ( $i_0$ ) on the maximum speed ( $u_{amax}$ ). (12 points)

结合功率平衡图分析汽车总质量、空气阻力系数、传动系的机械效率和主减速器的传动比对最高车速的影响。(12分)

答：(1) 
$$P_e = \frac{1}{\eta_T} \left( \frac{Gfu_a}{3600} + \frac{C_D Au_a^3}{76140} + \frac{Giu_a}{3600} + \frac{\delta mu_a}{3600} \frac{du}{dt} \right) \quad (3 \text{ 分})$$

写出其他形式的功率平衡方程也可得分。

$P_e$ ：发动机功率，单位： $kW$  (0.5分)、

$\eta_T$ ：传动效率，无量纲 (0.5分)、

$G$ ：重力，单位： $N$  (0.5分)、

$u_a$ ：车速，单位： $km/h$  (0.5分)、

$C_D$ ：空气阻力系数，无量纲 (0.5分)、

$A$ ：迎风面积，单位： $m^2$  (0.5分)、

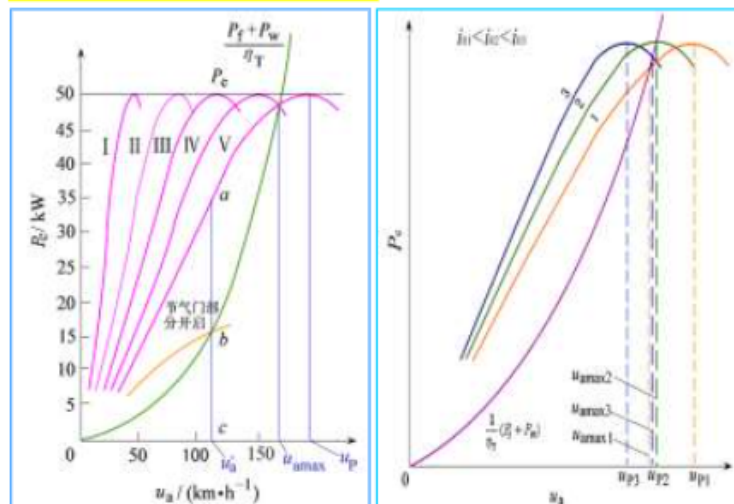
$i$ ：坡度，无量纲 (0.5分)、

$m$ ：质量，单位： $kg$  (0.5分)、

$\delta$ ：旋转质量换算系数，无量纲 (0.5分)、

$t$ ：时间，单位： $s$  (0.5分)

写错一个扣 0.5 分，扣分取整。



(2) 做出功率平衡图 (3分)，做出不同  $i_0$  的功率平衡图 (3分)。图形要点对即可得分，错误一处扣 1 分。

1) 总质量增加，空气阻力系数增加，传递效率降低都导致阻力功率增加，在功率平衡图中表现为阻力曲线上扬，最高车速下降 (3分)。

2) 主减速器传动比增加，最高车速可能增大也可能减小。最大的最高车速是功率曲线与阻力功率曲线相交在最大功率点 ( $i_{02}$ )，其他两个最高车速之间的大小关系应根据实际情况分析 (3分)。不同  $i_0$  的功率平衡图未做出，但叙述正确适当扣分。

二、(1) 结合等速百公里燃油量的计算公式分析影响汽车燃油经济性的主要因素；(8 分)

Using the formula of constant 100km fuel consumption to analyze the main factors influencing the fuel economy in automobiles; (8points)

(2) 汽车动力装置的参数主要包括哪些？(5 分)

What are the main parameters of the automotive power unit? (4points)

(3) 讨论传动系的相关参数对汽车燃油经济性的影响。(7 分)

Discuss the influence of related parameters of power train on fuel economy. (8 points)

答：(1) 等速百公里燃油消耗量： $Q_t = \frac{P_e b}{367.1 \rho g}$ ， $P_e = \frac{1}{\eta_T} \frac{u_s}{3600} \sum F$  (5 分)。

Pe 公式未写出分析正确适当扣分。

影响汽车燃油经济性的主要因素：

行驶阻力、燃油消耗量、传动效率 (3 分)。

或展开分析燃油经济性的影响因素也可得分。

(2) 汽车动力装置参数包括发动机的功率和传动系的传动比 (传动系最小传动比、最大传动比、传动系挡数与各挡传动比)。(1+4=5 分)

(3) 对汽车燃油经济性有影响的传动系统的参数有：传动系最小传动比、最大传动比，挡位数、各挡传动比 (2 分)

最小传动比的选择会影响高速行驶时的负荷率 (2 分)；挡位数越多，增加了发动机在低燃油消耗率区工作的可能性 (2 分)；较高挡位相邻两挡间的传动比的间隔适当小一些 (1 分)。

三、某中型货车的有关参数如下表所示（假设该车无 ABS 装置， $g$  取  $9.8\text{m/s}^2$ ）。

载荷状态	质量 $m$ [kg]	质心高度 $h_g$ [m]	轴距 $L$ [m]	质心至前轴的距离 $a$ [m]	制动力分配系数 $\beta$
空载	4080	0.845	3.950	2.100	0.38
满载	9290	1.170	3.950	2.950	0.38

(1) 定性绘制该车空载和满载的利用附着系数曲线，并说明该车的利用附着系数是否满足法规要求；（8分）

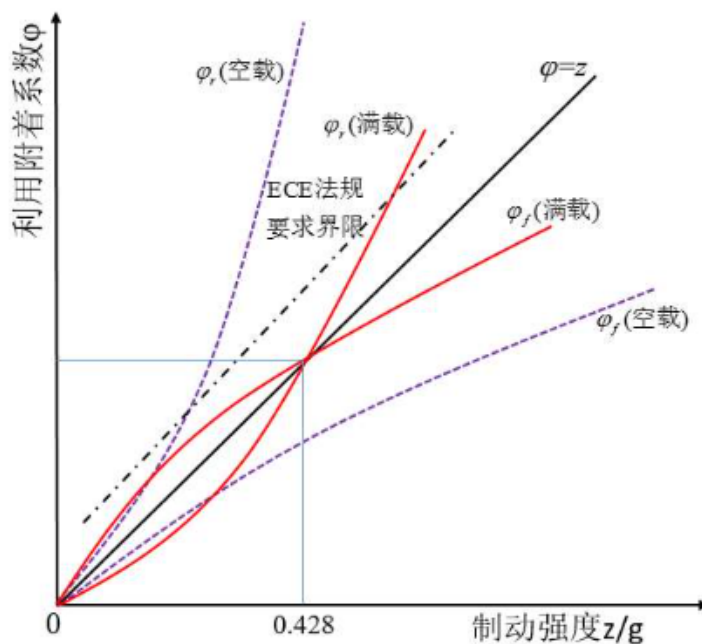
(2) 结合利用附着系数曲线分析该车满载时在不同附着系数道路上的制动过程；（6分）

(3) 求满载在  $\varphi=0.8$  的路面上车轮不抱死的最大制动强度以及此时的前、后地面制动力。（6分）

答：(1) 空载时同步附着系数  $\varphi_{0\text{空}} = \frac{L\beta - b}{h_g} = \frac{3.95 \times 0.38 - (3.95 - 2.1)}{0.845} = -0.413$

满载时同步附着系数  $\varphi_{0\text{满}} = \frac{L\beta - b}{h_g} = \frac{3.95 \times 0.38 - (3.95 - 2.95)}{1.17} = 0.428$  (3分)

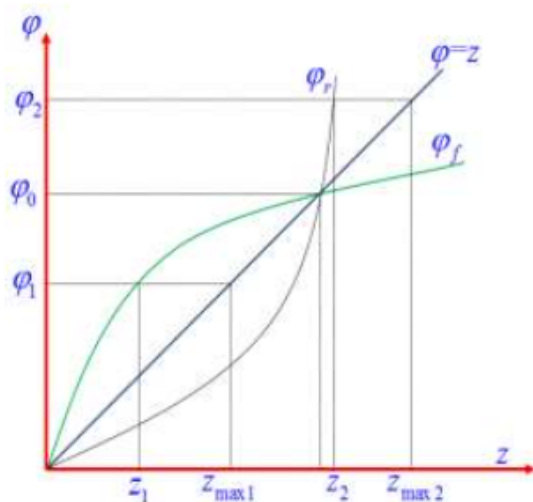
根据图中 ECE 法规界限，该车满载时基本满足法规要求，但空载时在附着系数稍大的路面上即不能满足法规要求。（2分）



利用附着系数曲线（3分）

备注：同步附着系数小于 0，前轴和后轴的利用附着系数曲线均从原点出发，在图中不再有交点。

(2)



因为汽车以一定制动强度制动时，除  $z = \varphi_0$  以外  $z < \varphi$ ，因此上图中在  $\varphi = Z$  曲线的下方的曲线没有意义。1) 当  $\varphi < \varphi_0$  时，如图中  $\varphi_1 < \varphi_0$ ，此时图中利用附着曲线为  $\varphi_f$ ，随着制动强度的增大，前轮先抱死，在前轮未抱死之前，制动强度  $z < z_1$ ，前轮先抱死时，制动强度为  $z_1 < \varphi_1$ ，之后后轮制动器制动力和地面制动力都增大，直到后轮也抱死，达到最大制动强度  $z_{\max 1} = \varphi_1$ 。

2) 当  $\varphi > \varphi_0$  时，如图中  $\varphi_2 > \varphi_0$ ，此时图中利用附着曲线为  $\varphi_r$ ；随着制动强度的增大，后轮先抱死，在后轮未抱死之前，制动强度  $z < z_2$ ，后轮先抱死时，制动强度为  $z_2 < \varphi_2$ ，之后前轮制动器制动力和地面制动力都增大，直到前轮也抱死，达到最大制动强度  $z_{\max 2} = \varphi_2$ 。

3) 当  $\varphi = \varphi_0$  时，随着制动强度的增大，前、后轮同时抱死，在前、后轮抱死前瞬间，制动强度  $z \approx \varphi_0$ ，前、后车轮同时抱死时达到最大制动强度  $z_{\max} = \varphi_0$ 。(6分，答题时可画出图形简要说明)

$$(3) \varphi = 0.8 > \varphi_0 = 0.428, \text{ 故 } \varphi = \varphi_r = \frac{(1-\beta)z}{\frac{1}{L}(a-zh_g)} = \frac{(1-0.38) \times z \times 3.95}{2.95 - 1.17 \times z} = 0.8$$

解得:  $z_{\max} = 0.697$  (2分)

后轮抱死瞬间:

$$F_{xb2} = F_{z2}\varphi = \frac{G\varphi}{L}(a-zh_g) = \frac{9290 \times 9.8 \times 0.8}{3.95}(2.95 - 0.697 \times 1.17) = 39358N \text{ (2分)}$$

$$F_{xb1} = Gz - F_{xb2} = 9290 \times 9.8 \times 0.697 - 39358 = 24098N \text{ (2分)}$$

或利用抱死瞬间地面制动力等于制动器制动力来求。

公式正确，计算错误，酌情扣分(1处错误扣1分)。

四、已知某 4×2 轿车前后皆为单子午线轮胎，总质量为 1600 kg，轴距 L 为 2700mm，质心到前轴的距离为 1250mm，单个车轮的侧偏刚度的值为 50000 N/rad。

(1) 试求该车的稳定性因数，确定该车的稳态转向特性的类型，并计算其特征车速或临界车速；(6 分)

(2) 如果该车以 36 km/h 的速度、方向盘转角为 330°做定圆周行驶，求此时汽车的横摆角速度增益和横摆角速度（转向系总传动比为 22，悬架的侧倾影响不予考虑）；(6 分)

(3) 如果将该轿车后轮都更换为同尺寸的斜交线轮胎，其单个车轮的侧偏刚度的值为 40000 N/rad，则稳态转向特性将如何变化？计算其特征车速或临界车速，并判断其瞬态响应的稳定性。(8 分)

答：(1) 稳定性因数  $K = \frac{m}{L^2} \left( \frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1} \right) = \frac{1600}{2.7^2} \left( \frac{1.25}{-2 \times 50000} - \frac{2.7 - 1.25}{-2 \times 50000} \right) = 4.4 \times 10^{-4}$

$s^2/m^2$ 。(2 分)

由于  $K > 0$ ，故该车稳态转向特性为不足转向。(2 分)

因为该车稳态转向特性为不足转向，故计算其特征车速：

$$u_{ch} = \sqrt{1/K} = \sqrt{1/4.4 \times 10^{-4}} = 47.7 \text{ m/s} = 171.8 \text{ km/h} \quad (2 \text{ 分})$$

(2)  $u = 36 \text{ km/h} = 10 \text{ m/s}$ ;

$$\delta = \frac{330}{360} \times 2\pi / 22 = 0.26 \quad (\text{rad}) \quad (2 \text{ 分})$$

$$\left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s = \frac{u/L}{1 + Ku^2} = \frac{10/2.7}{1 + 4.4 \times 10^{-4} \times 10^2} = 3.55 \quad (1/s) \quad (2 \text{ 分})$$

$$\omega_r = \left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s \delta = 3.55 \times 0.26 = 0.92 \quad (\text{rad/s}) \quad (2 \text{ 分})$$

(3) 如将后轮更换为同尺寸斜交线轮胎

$$\text{稳定性因数 } K = \frac{m}{L^2} \left( \frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1} \right) = \frac{1600}{2.7^2} \left( \frac{1.25}{-2 \times 40000} - \frac{2.7 - 1.25}{-2 \times 50000} \right) = -2.4 \times 10^{-4} \text{ s}^2/\text{m}^2 \quad (2 \text{ 分})$$

由于  $K < 0$ ，故该车稳态转向特性变为过多转向。(2 分)

$$\text{其临界车速: } u_{cr} = \sqrt{-1/K} = \sqrt{1/2.4 \times 10^{-4}} = 64.55 \text{ m/s} = 232.38 \text{ km/h} \quad (2 \text{ 分})$$

因此，当  $u_{cr} < 232.38 \text{ km/h}$  时，瞬态响应是稳定的；

当  $u_{cr} \geq 232.38 \text{ km/h}$  时，瞬态响应是不稳定的。(2 分)

五、当把汽车简化为单质量系统振动模型时，设车身质量为 900kg，弹簧刚度为 90000N/m，减振器阻尼系数为 2000 N/(m s)，路面波长为 2m，路面不平度系数为  $64 \times 10^{-6} \text{m}^2 / \text{m}^1$ ，空间频率指数为 2，汽车速度为 72km/h。

When the automobile is simplified into a single mass system vibration model, the mass of the automobile body (m) is 900kg, the spring stiffness (K) is 90000N/m, the damping coefficient of shock absorber (C) is 2000 N/(m s), the pavement wavelength ( $\lambda$ ) is 2m, the pavement roughness coefficient is  $64 \times 10^{-6} \text{m}^2 / \text{m}^1$ , the spatial frequency index(W) is 2 and the speed is 72km/h.

(1) 计算阻尼比  $\zeta$  和有阻尼的固有频率  $\omega_r$ ; (6分)

Calculate the damping ratio  $\zeta$  and damped natural frequency  $\omega_r$ ; (6 points)

(2) 作出系统的幅频特性  $|z/q|$  图，并讨论路面激励频率和阻尼比对该系统振动的影响; (6分)

Draw the chart of system amplitude frequency characteristics  $|z/q|$  and discuss the influences of pavement excitation frequency (f) and damping ratio on the system vibration; (6 points)

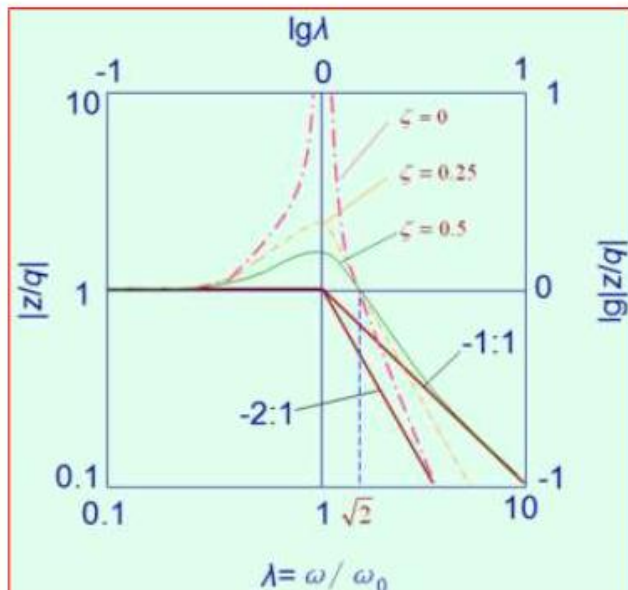
(3) 计算该车悬架动挠度功率谱密度  $G_{f_z}(f)$ 。(8分)

Calculate the power spectrum density of the dynamic deflection of the suspension  $G_{f_z}(f)$ . (8 points)

答: (1)  $\zeta = \frac{C}{2\sqrt{Km}} = \frac{2000}{2\sqrt{90000 \times 900}} = 0.111$  (3分)

$\omega_r = \omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2} = \sqrt{\frac{K}{m}} \times \sqrt{1 - \zeta^2} = \sqrt{\frac{90000}{900}} \times \sqrt{1 - 0.111^2} = 9.94 \text{rad/s}$  (3分)

(2) 如图为单质量振动系统的幅频特性图 (2分)，分析振动频率和相对阻尼系数对振动的影响如下:



1) 低频段:  $\lambda < 0.75$ , 在这一频段,  $\left| \frac{z}{q} \right| \rightarrow 1, z \approx q$ , 不呈现明显的动态特性, 阻尼比对这一频段的影响不大; (1分)

2) 共振短:  $0.75 < \lambda < \sqrt{2}$ , 在这一频段,  $\left| \frac{z}{q} \right|$  出现峰值,  $Z \gg q$ ,  $\xi \uparrow$ , 则  $\left| \frac{z(\omega)}{q(\omega)} \right|$  峰值  $\downarrow$ ; (2分)

3) 高频段:  $\lambda \geq \sqrt{2}$ ,  $\left| \frac{z}{q} \right| \leq 1$ , 对输入位移起衰减作用, 阻尼比减小对减振有利。(1分)

(3) 输入功率谱  $G_q(f) = \frac{1}{u} G_q(n_0) \left( \frac{n}{n_0} \right)^{-w} = \frac{3.6}{72} \times 64 \times 10^{-6} \times \left( \frac{0.5}{0.1} \right)^{-2} = 1.28 \times 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

(3分)

其中  $n = 1/\lambda = 0.5 \text{m}^{-1}$ ,



$$\lambda = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{2\pi f}{\sqrt{\frac{K}{m}}} = \frac{2\pi un}{\sqrt{\frac{K}{m}}} = \frac{20\pi}{\sqrt{\frac{K}{m}}} = \frac{20\pi}{\sqrt{\frac{90000}{900}}} = 2\pi$$

$$\left| \frac{f_d}{q} \right| = \frac{\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} = \frac{(2\pi)^2}{\sqrt{(1-(2\pi)^2)^2 + (2 \times 0.111 \times (2\pi))^2}} = 1.025 \quad (3 \text{ 分})$$

输出功率谱=幅频特性<sup>2</sup>×输入功率谱

$$G_{fd}(f) = \left| \frac{f_d}{q} \right|^2 \cdot G_q(f) = 1.025 \times 1.28 \times 10^{-7} = 1.845 \times 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s} \quad (2 \text{ 分})$$

公式正确，计算错误，酌情扣分（1处错误扣1分，最多扣3分）。