

2021 年作业题参考解答

第 1 章

1、(15 分) 写出三种不同形式的汽车动力方程, 并说明式中各参数的含义和单位以及 f 、 C_D 、 δ 、 η_T 的常用取值范围。

答: 三种不同形式的汽车行驶方程

(1) (5 分) 力平衡方程: $F_t = F_f + F_w + F_i + F_j$

式中: F_t ——驱动力, [N];

F_f ——滚动阻力, [N];

F_w ——空气阻力, [N];

F_i ——坡度阻力, [N];

F_j ——加速阻力, [N]。

(2) (5 分) 无因次方程 (或动力平衡方程): $D = f \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{\delta}{g} \frac{du}{dt}$ 或

$$D = f + i + \frac{\delta}{g} \frac{du}{dt} \text{ 或 } D = \psi + \frac{\delta}{g} \frac{du}{dt}$$

式中: D ——动力因数;

f ——滚动阻力系数, 良好沥青或混凝土路面, $f = 0.010 - 0.018$, 常取 $f = 0.012 - 0.013$;

α ——道路坡度角, [°];

δ ——汽车旋转质量换算系数, ($\delta > 1$, $\delta = 1.05 - 1.5$);

$\frac{du}{dt}$ ——汽车行驶加速度, [m/s²];

ψ ——道路阻力系数。

(3) (5 分) 功率平衡方程: $P_e = \frac{u_a}{3600\eta_T} \left(Gf \cos \alpha + \frac{C_D A u_a^2}{21.15} + G \sin \alpha + \delta m \frac{du}{dt} \right)$

$$\text{或 } P_e = \frac{u}{\eta_T} (F_f + F_w + F_i + F_j)$$

式中: P_e ——发动机有效功率, [kW];

u_a ——汽车的行驶速度, [km/h];

η_T ——传动系的机械效率, 轿车: 0.9-0.92; 货车、客车: 0.82-0.85;

G ——汽车重力, [N];

f ——滚动阻力系数, 良好沥青或混凝土路面, $f = 0.010 - 0.018$, 常取 $f = 0.012 - 0.013$;

α ——道路坡度角, [°];

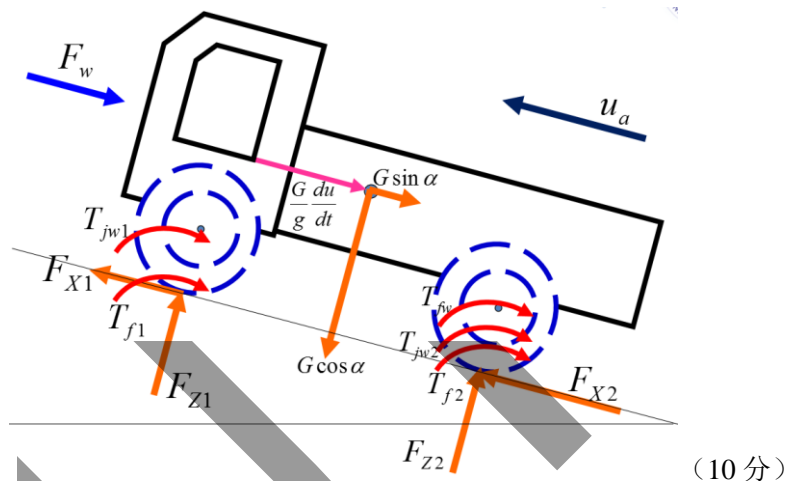
C_D ——空气阻力系数, 典型轿车, $C_D = 0.3$ 左右;

A ——迎风面积, 即汽车行驶方向上的投影面积, [m²];

δ ——汽车旋转质量换算系数, $\delta > 1$, $\delta = 1.05 - 1.5$;

$\frac{du}{dt}$ ——汽车行驶加速度，[m/s²]。

2、(15 分) 画出上坡加速行驶时整车受力图（驱动方式为四驱），并写出前后轮法向反力的表达式（忽略旋转质量惯性力矩和滚动阻力偶矩）



注意： T_{fw} 画在前后轮处都可以。

前后轮法向反力的表达式为：(5 分)

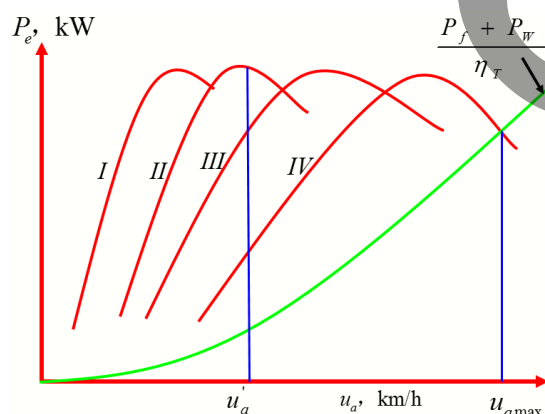
$$\left. \begin{aligned} F_{Z1} &= F_{Zs1} - F_{Zw1} - \frac{G}{g} \frac{h_g}{L} \frac{du}{dt} \\ F_{Z2} &= F_{Zs2} - F_{Zw2} + \frac{G}{g} \frac{h_g}{L} \frac{du}{dt} \end{aligned} \right\},$$

其中

$$F_{Zs1} = G \left(\frac{b}{L} \cos \alpha - \frac{h_g}{L} \sin \alpha \right) \quad F_{Zs2} = G \left(\frac{a}{L} \cos \alpha + \frac{h_g}{L} \sin \alpha \right)$$

3、(20 分) 简要作出某使用 4 档机械式变速器汽车的功率平衡图，分析车轮直径和变速器档位的改变对汽车动力性和经济性的影响。

答：如图为某 4 档汽车的功率平衡图。(5 分)



车轮直径的改变对汽车动力性和经济性的影响：(10 分)

汽车功率平衡图的纵坐标由发动机外特性功率 P_e 曲线决定。横坐标为车速，在档位不变时，车轮直径 $d=2r$ 的变化相当于档位传动比 i_g 的变化，即车轮直径 d 减小即档位传动比 i_g 增大。

$$P_e = \frac{u_a}{\eta_T} (F_f + F_w + F_i + F_j) \quad F_t = \frac{T_{eq} i_g i_0 \eta_T}{r}$$

因此车轮直径减小相当于变速器传动比增

大, 档位降低, 如图所示, 此时汽车后备功率增加, 汽车动力性变好, 而发动机负荷率降低, 燃油消耗率增加, 汽车燃油经济性变差; 车轮直径增大相当于档位增加, 汽车后备功率减小, 汽车动力性变差, 而发动机负荷率提高, 燃油消耗率减小, 汽车燃油经济性变好。

同时应注意: 车轮直径减小通常在一定程度上导致轮胎与地面附着减小, 从而影响汽车的动力性。

变速器档位的改变对汽车动力性和经济性的影响: (5 分)

档位越低, 汽车后备功率越大, 汽车加速能力越好, 汽车动力性越好; 而档位越低, 发动机负荷率越低, 燃油消耗率越大, 汽车燃油经济性越差。

4、(5 分)汽车空车与满载时相比, 动力性有无变化? 为什么?

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。

5、(25 分)统计数据表明, 装有 0.5~2L 排量发动机的轿车, 若是前置发动机前轮驱动 (FF) 轿车, 其平均的前轴负荷为汽车总重力的 61.5%; 若是前置发动机后轮驱动 (FR) 轿车, 其平均的前轴负荷为汽车总重力的 55.7%。设一轿车的轴距 $L=2.6\text{m}$, 质心高度 $h=0.57\text{m}$ 。试比较采用 FF 及 FR 形式时的附着力利用情况, 分析时其前轴负荷率取相应形式的平均值。确定上述 FF 轿车在 $\varphi=0.2$ 及 0.7 路面上的附着力, 并求由附着力所决定的极限最高车速与极限最大爬坡度及极限最大加速度 (在求最大爬坡度和最大加速度时可设 $F_w=0$)。其它有关参数为: $m=1600\text{kg}$, $C_D=0.45$, $A=2.00\text{m}^2$, $f=0.02$, $\delta \approx 1.00$ 。

分析: 本题的核心在于考察汽车的附着力、地面法向反作用力和作用在驱动轮上的地面切向反作用力的理解 and 应用。应熟知公式 (1-13) ~ (1-16) 的意义和推导过程。

解: (1) (13 分) 比较采用 FF 及 FR 形式时的附着力利用情况

主要考虑车速不高加速上坡 (等效坡度) 情形

$$\text{对于 FF 轿车, } C_{\varphi 1} = \frac{F_{X1}}{F_{Z1}} = \frac{F_{f2} + F_w + F_i + F_j'}{F_{Zs1} - F_{Zw1} - m \frac{du}{dt} \frac{h_g}{L}} = \frac{\frac{q}{L} - \frac{h_g}{L} q}{0.615 - \frac{0.57}{2.6} q}$$

$$\text{对于 FR 轿车, } C_{\varphi 2} = \frac{F_{X2}}{F_{Z2}} = \frac{F_{f1} + F_w + F_i + F_j'}{F_{Zs2} - F_{Zw2} - m \frac{du}{dt} \frac{h_g}{L}} = \frac{\frac{q}{L} + \frac{h_g}{L} q}{0.443 + \frac{0.57}{2.6} q}$$

$$\text{当 } C_{\varphi 1} \leq C_{\varphi 2}$$

$$\text{则 } \frac{\frac{q}{L} - \frac{h_g}{L} q}{0.615 - \frac{0.57}{2.6} q} \leq \frac{\frac{q}{L} + \frac{h_g}{L} q}{0.443 + \frac{0.57}{2.6} q}, \text{ 解得 } q \leq 0.392$$

结论: 当等效坡度小于 0.392 时, FF 轿车的附着率小于 FR 轿车, FF 轿车的附着利用率较高; 当等效坡度大于 0.392 时, FR 轿车的附着率小于 FF 轿车, FR 轿车的附着利用率较高。

(2) (12 分) 解: 1) FF 型轿车, 平路上, $\varphi = 0.2$ 时,

$$F_{\varphi} = F_{Z\varphi} \varphi = mg \times 61.5\% \times \varphi = 1600 \times 9.8 \times 61.5\% \times 0.2 = 1928.64\text{N}$$

$\varphi = 0.7$ 时,

$$F_{\varphi} = F_{Z\varphi} \varphi = mg \times 61.5\% \times \varphi = 1600 \times 9.8 \times 61.5\% \times 0.7 = 6750.24 \text{ N}$$

2) 求极限最高车速:

$$\text{令 } C_{\varphi 1} = \varphi, \text{ 即 } C_{\varphi 1} = \varphi = \frac{F_{X1}}{F_{Z1}} = \frac{F_{f2} + F_W + F_i + F'_j}{F_{Zs1} - F_{Zw1} - \frac{G}{g} \frac{du}{dt} \frac{h_g}{L}} = \frac{F_{Zs2} f + \frac{C_D A u_{a\max}^2}{21.15}}{F_{Zs1}}$$

$$u_{a\max} = \sqrt{\frac{21.15(F_{Zs1}\varphi - F_{Zs2}f)}{C_D A}}$$

$$\varphi = 0.2 \text{ 时, } u_{a\max} = \sqrt{\frac{21.15 \times (1928.64 - 1600 \times 9.8 \times 38.5\% \times 0.02)}{0.45 \times 2}} = 206.1 \text{ km/h}$$

$$\varphi = 0.7 \text{ 时, } u_{a\max} = \sqrt{\frac{21.15 \times (6750.24 - 1600 \times 9.8 \times 38.5\% \times 0.02)}{0.45 \times 2}} = 394.7 \text{ km/h}$$

$$\text{或: } F_{\varphi 1} = F_t = F_{f2} + F_W = G_2 f + \frac{C_D A u_{a\max}^2}{21.15}, \quad u_{a\max} = \sqrt{\frac{21.15(F_{\varphi 1} - G_2 f)}{C_D A}},$$

$$\varphi = 0.2 \text{ 时, } u_{a\max} = \sqrt{\frac{21.15 \times (1928.64 - 1600 \times 9.8 \times 38.5\% \times 0.02)}{0.45 \times 2}} = 206.1 \text{ km/h}$$

$$\varphi = 0.7 \text{ 时, } u_{a\max} = \sqrt{\frac{21.15 \times (6750.24 - 1600 \times 9.8 \times 38.5\% \times 0.02)}{0.45 \times 2}} = 394.7 \text{ km/h}$$

3) 求极限最大爬坡度:

$$\text{令 } C_{\varphi 1} = \varphi, \text{ 即 } C_{\varphi 1} = \varphi = \frac{F_{X1}}{F_{Z1}} = \frac{F_{f2} + F_W + F_i + F'_j}{F_{Zs1} - F_{Zw1} - \frac{G}{g} \frac{du}{dt} \frac{h_g}{L}} = \frac{\frac{G}{L}(a \cos \alpha_{\max} + h_g \sin \alpha_{\max}) f + G \sin \alpha_{\max}}{\frac{G}{L}(b \cos \alpha_{\max} - h_g \sin \alpha_{\max})}$$

$$\varphi = 0.2 \text{ 时, } \alpha_{\max} = 5.4^\circ$$

$$i_{\max} = \tan \alpha_{\max} = \tan 5.4^\circ = 9.4\%$$

$$\varphi = 0.7 \text{ 时, } \alpha_{\max} = 19.0^\circ$$

$$i_{\max} = \tan \alpha_{\max} = \tan 19.0^\circ = 34.5\%$$

4) 求极限最大加速度:

$$\text{令 } C_{\varphi 1} = \varphi, \text{ 即 } C_{\varphi 1} = \varphi = \frac{F_{X1}}{F_{Z1}} = \frac{F_{f2} + F_W + F_i + F'_j}{F_{Zs1} - F_{Zw1} - m \frac{du}{dt} \frac{h_g}{L}} = \frac{mg \frac{a}{L} f + \delta m \frac{du}{dt}}{mg \frac{b}{L} - m \frac{du}{dt}} \bigg|_{\max} \frac{h_g}{L}$$

注: 因此题所给条件不足 (缺转动惯量等参数, F'_j 无法精确计算), $\delta \approx 1.00$

$$\varphi = 0.2 \text{ 时, } \left(\frac{du}{dt} \right)_{\max} = 1.08 \text{ m/s}^2$$

$$\varphi = 0.7 \text{ 时, } \left(\frac{du}{dt} \right)_{\max} = 3.60 \text{ m/s}^2$$

6、(25 分) 一辆后轴驱动汽车的总质量 2152kg，前轴负荷 52%，后轴负荷 48%，主传动比 $i_0=4.55$ ，变速器传动比：一档：3.79，二档：2.17，三档：1.41，四档：1.00，五档：0.86。质心高度 $h_g=0.57m$ ， $C_D A=1.5m^2$ ，轴距 $L=2.300m$ ，飞轮转动惯量 $I_f=0.22kg \cdot m^2$ ，四个车轮总的转动惯量 $I_w=3.6kg \cdot m^2$ ，车轮半径 $r=0.367m$ 。该车在附着系数 $\varphi=0.6$ 的路面上低速滑行曲线和直接档加速曲线如习题图 1 所示。图上给出了滑行数据的拟合直线 $v=19.76-0.59T$ ， v 的单位 km/h， T 的单位为 s，直接档最大加速度 $a_{\max}=0.75m/s^2$ ($u_a=50km/h$)。设各档传动效率均为 0.90，求：

1) 汽车在该路面上的滚动阻力系数。(5 分)

2) 求直接档的最大动力因数。(5 分)

3) 在此路面上该车的最大爬坡度。(15 分)

解：1) 汽车空档在路面上滑行时，驱动力为 0，飞轮空转，旋转质量换算系数中飞轮项为 0。

$$\delta=1+\frac{\sum I_w}{mr^2}=1+\frac{3.6}{2152 \times 0.367^2}=1.0124。$$

考虑滑行时车速较低，忽略空气阻力。

$$\text{行驶方程式变为：} F_t = F_f + F_j = 0, \text{ 即 } Gf + \delta m \frac{du}{dt} = 0。$$

$$\text{根据滑行数据的拟合直线可得：} \frac{du}{dt} = -\frac{0.59}{3.6} = -0.164m/s^2，$$

$$\text{代入 } \frac{du}{dt} = -\frac{Gf}{\delta m}, \text{ 解得：} f = -\frac{\delta}{g} \frac{du}{dt} = \frac{1.0124}{9.81} \times 0.164 = 0.0169。$$

$$2) \text{ 直接档：} \delta=1+\frac{\sum I_w}{mr^2}+\frac{I_f i_4^2 i_0^2 \eta_T}{mr^2}=1+\frac{3.6}{2152 \times 0.367^2}+\frac{0.22 \times 1^2 \times 4.55^2 \times 0.9}{2152 \times 0.367^2}=1.0265。$$

$$\text{动力因数：} D = f + \frac{\delta du}{g dt}。$$

$$\text{最大动力因数：} D_{4\max} = f + \frac{\delta}{g} a_{\max} = 0.0169 + \frac{1.0265}{9.8} \times 0.75 = 0.0955。$$

$$3) \text{ 由动力因数的定义，直接档的最大驱动力为：} F_{t4\max} = F_w + D_{4\max} G = \frac{T_{tq\max} i_4 i_0 \eta_T}{r}$$

$$\text{即 } \frac{C_D A u_a^2}{21.15} + D_{4\max} G = \frac{T_{tq\max} i_4 i_0 \eta_T}{r}, \text{ 代入数据：}$$

$$\frac{1.5 \times 50^2}{21.15} + 0.0955 \times 2152 \times 9.81 = \frac{T_{tq\max} \times 1 \times 4.55 \times 0.9}{0.367}, \text{ 解得 } T_{tq\max} = 196.58Nm。$$

最大爬坡度是指一档时的最大爬坡度（忽略空气阻力）：

$$D_{1\max} = \frac{T_{tq\max} i_1 i_0 \eta_T}{rG} = \frac{196.58 \times 3.79 \times 4.55 \times 0.9}{0.367 \times 2152 \times 9.81} = 0.394$$

$$i_{\max} = \tan \alpha_{\max} = \tan(\arcsin \frac{D_{1\max} - f \sqrt{1 - D_{1\max}^2 + f^2}}{1 + f^2})$$

$$= \tan(\arcsin \frac{0.394 - 0.0169 \sqrt{1 - 0.394^2 + 0.0169^2}}{1 + 0.0169^2}) = 0.409$$

$$\text{或 } \frac{T_{tq_{\max}} i_1 i_0 \eta_T}{r} = Gf + Gi_{\max},$$

$$\text{代入数据: } \frac{196.58 \times 3.79 \times 4.55 \times 0.9}{0.367} = 2152 \times 9.8(0.0169 + i_{\max})$$

$$\text{解得 } i_{\max} = 0.3773$$

由地面附着条件, 该汽车可能通过的最大坡度为:

$$q = \frac{a/L}{1/\phi - h_g/L} = \frac{0.48}{1/0.6 - 0.57/2.3} = 0.338。$$

因地面附着条件限制, 该车的最大爬坡度为 33.8%。

7. 已知桑塔纳 2000Gsi 轿车发动机最大功率为 74kW (5200r/min), 最大转矩为 155N·m (3800r/min); 五档变速器各档传动比分别为: 3.455、1.944、1.286、0.969、0.800; 主减速器传动比为 4.111; 迎风面积为 2.05m²; 空气阻力系数为 0.30; 传动系效率为 0.91; 滚动阻力系数为 0.015; 总质量为 1300kg, 轴距为 2.656m; 质心至前轴距离为 1.2m, 质心高为 0.62m。试计算该车以最高档行驶时, 发挥出最大发动机功率时的车速是多少? 此时能产生的驱动力是多少? 能否克服相应的滚动阻力和空气阻力? 如果驱动力大于滚动阻力和空气阻力, 那么剩余的力可以使其在多大的坡度上匀速行驶? 该车的最大驱动力是多少?

$$\text{解: (1) } u_a = 0.377 \frac{nr}{i_{g5} i_0} = 0.377 \times \frac{5200 \times 0.30}{0.800 \times 4.111} = 178.83 \text{ km/h}$$

发挥出最大发动机功率时的车速是 178.83km/h。

$$(2) T_{tq} = \frac{9550 P_e}{n} = \frac{9550 \times 74}{5200} = 135.90 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{所以 } F_t = \frac{T_{tq} i_{g5} i_0 \eta_T}{r} = \frac{135.9 \times 0.8 \times 4.111 \times 0.91}{0.3} = 1355.74 \text{ N}$$

此时能产生的驱动力是 1355.74N。

$$(3) F_f = Gf = 1300 \times 9.8 \times 0.015 = 191.1 \text{ N}$$

$$F_w = \frac{C_D A u_a^2}{21.15} = \frac{0.30 \times 2.05 \times 178.83^2}{21.15} = 929.92 \text{ N}$$

$$F_f + F_w = 191.1 + 929.92 = 1121.02 \text{ N} < F_t$$

所以此时的驱动力能克服相应的滚动阻力和空气阻力。

(4) 此时能爬的坡度较小, 可近似计算如下

$$i = \frac{F_t - F_f - F_w}{G} = \frac{1355.74 - 1121.02}{1300 \times 9.8} = 0.0184$$

剩余的力可以使其在 1.84% 的坡度上匀速行驶。

$$(5) F_{t_{\max}} = \frac{T_{tq_{\max}} i_{g1} i_0 \eta_T}{r} = \frac{155 \times 3.455 \times 4.111 \times 0.91}{0.3} = 6678 \text{ N}$$

第2章

1、(10分)“车开得慢，油门踩得小，就一定省油”，或者“只要发动机省油，汽车就一定省油”这两种说法对不对？

答：这两种说法都不对。

1) 由汽车等速百公里燃油消耗量曲线，汽车一般在接近低速的中等车速时燃油消耗量最低，并不是车速越低越省油；在相同车速下是否节油取决于由发动机的负荷率决定的燃油消耗率，油门踩得小往往发动机负荷率较低，燃油消耗率较高。

2) 发动机的经济性指标是燃油消耗率，而汽车燃油经济性的评价指标是百公里油耗 Q_s ，由汽车等速百公里燃油消耗量计算公式 $Q_s = \frac{P_e b}{1.02 u_a \rho g}$ ，汽车油耗不仅与发动机燃油消耗率

有关，而且还与发动机功率以及车速（或汽车行驶阻力及传动系的机械效率）有关，同时负荷率对燃油消耗率也有很重要的影响，因此发动机省油时汽车不一定就省油。

2、(10分) 轮胎对汽车动力性、燃油经济性有什么影响？

答：(1) 轮胎的结构型式（包括帘线和橡胶的品种等）：子午线轮胎比普通斜交胎滚动阻力小，动力性、燃油经济性均好；

(2) 轮胎直径：车轮直径减小相当于档位降低，汽车后备功率增大，加速能力增强，汽车动力性好，而发动机负荷率降低，燃油消耗率增加，汽车燃油经济性差。但车轮直径减小通常在一定程度上导致轮胎与地面附着减小，会影响汽车动力性。

(3) 轮胎扁平率：轮胎扁平率越小，轮胎宽度增大，滚动阻力增大，但路面附着系数越大，一定驱动力下扁平率越小，动力性、经济性较差，但大驱动力下由于附着良好动力性改善。

(4) 轮胎花纹：影响附着系数，从而影响汽车动力性。

(5) 轮胎气压：气压越高，滚动阻力越小，在一定驱动力下，动力性、经济性较好，但大驱动力下由于产生滑动，滚动阻力增大，动力性、经济性变差。

3、(10分) 达到动力性最佳换档时机是什么？达到燃油经济性的最佳换档时机是什么？二者是否相同？

答：两者不相同。

1) 达到动力性最佳的换档时机是加速度倒数-车速关系图中各档加速度倒数曲线交点对应车速，保证其覆盖面积（加速时间）最小；若相邻档位加速度倒数曲线没有交点，最佳换档时机为低档加速度倒数曲线最右端对应车速。

2) 达到燃油经济性的换档时机可根据由“最小燃油消耗特性”确定的无级变速器理想变速特性，考虑道路的 ψ 值，在最接近理想变速特性曲线的点进行换档。简单而言，燃油经济性最佳的换档时机是满足动力性前提下，尽可能早的换入高档。

4、(10分) 为什么混合动力汽车比较省油？

答：1) 只需要采用能够满足汽车巡航需要的较小的发动机，由电能提供汽车加速、爬坡时所需的附加动力，因此提高了发动机的负荷率。

2) 可以控制发动机在高效、低污染的区域运行，发动机的功率不满足车辆驱动需求时，由动力蓄电池来补偿；发动机功率过剩时，剩余功率可用于电池充电。

3) 由于具有电机、电源系统，可以方便地回收汽车减速、制动、下坡时的能量。

4) 在车辆频繁启停的拥堵路况，可以关闭发动机，以纯电方式运行，从而消除发动机的怠速能耗，真正实现零排放。

5、(15 分) 某纯电动 SUV 基本参数如下：满载总质量 2900kg，迎风面积 3m²，空气阻力系数 0.29，轮胎型号 265/45 R21，传动系总效率 0.93，旋转质量换算系数 1.15，电机及控制器效率 0.92，蓄电池总容量 70kWh，蓄电池平均放电效率 0.95，制动能量回收比例系数为 0.5，求如下两种工况的续驶里程：

1) 60km/h 等速行驶；2) 循环行驶：车速从 0 加速到 50km/h 用时 16s，再以 50km/h 等速行驶 30s，最后减速行驶到停车用时 15s。

答：(1) 60km/h 等速工况电机需提供的功率为

$$P_m = \frac{u_a}{3600\eta_T} \left(Gf + \frac{C_D A u_a^2}{21.15} \right) = \frac{60}{3600 \times 0.93} \times \left(2900 \times 9.8 \times 0.012 + \frac{0.29 \times 3 \times 60^2}{21.15} \right) = 8.766 \text{ kW}$$

等速工况所消耗的电能为

$$Q_t = \frac{1}{3.6} \int_0^{t_i} \frac{P_m}{\eta_b \eta_m} dt = \frac{1}{3.6} \int_0^{t_i} \frac{8.766}{0.95 \times 0.92} dt = 2.786 t_i$$

$$\text{蓄电池总容量为 } 70 \text{ kWh, 有 } 2.786 t_i = 70 \times 1000 \quad t_i = \frac{70 \times 1000}{2.786} = 25126 \text{ s}$$

$$\text{电动汽车的续驶里程为: } s_t = \frac{u_a}{3600} \times t_i = \frac{60}{3600} \times 25126 = 418.77 \text{ km}$$

(2) 循环行驶工况：

等加速工况：

$$\text{加速度: } \frac{du}{dt} = \frac{1}{3.6} \frac{u_{a2} - u_{a1}}{t_a} = \frac{50}{3.6 \times 16} = 0.868 \text{ m/s}$$

方法 (1)

$$\text{则 } du = 0.868 dt \quad u_a = 3.6 \int_0^t 0.868 dt = 3.125t$$

等加速工况电机提供的功率为

$$P_m = \frac{u_a}{3600\eta_T} \left(Gf + \frac{C_D A u_a^2}{21.15} + \delta m \frac{du}{dt} \right)$$

等加速工况所消耗的电能为

$$Q_a = \frac{1}{3.6} \int_0^{t_a} \frac{P_m}{\eta_b \eta_m} dt \quad Q_a = \frac{1}{3.6 \times 3.125} \int_0^{u_a} \frac{P_m}{\eta_b \eta_m} du_a$$

将 P_m 和 $u_a = 3.125t$ 代入得

$$\begin{aligned} Q_a &= \frac{1}{3.6} \times \int_0^{t_a} \frac{\frac{3.125t}{3600 \times 0.93} \times \left(2900 \times 9.8 \times 0.012 + \frac{0.29 \times 3 \times (3.125t)^2}{21.15} + 1.15 \times 2900 \times 0.868 \right)}{0.95 \times 0.92} dt \\ &= \frac{3.125}{3.6 \times 0.95 \times 0.92 \times 3600 \times 0.93} \times \int_0^{t_a} 3235.8t + 0.4017t^3 \\ &= \frac{3.125}{3.6 \times 0.95 \times 0.92 \times 3600 \times 0.93} \times (1617.9t_a^2 + 0.1004t_a^4) \\ &= \frac{3.125}{3.6 \times 0.95 \times 0.92 \times 3600 \times 0.93} \times (1617.9 \times 16^2 + 0.1004 \times 16^4) \\ &= 124.8 \text{ W} \cdot \text{h} \end{aligned}$$

方法 (2)

$$dt = \frac{du_a}{3.125}$$

$$Q_a = \frac{1}{3.6 \times 3.125} \int_0^{u_a} \frac{P_m}{\eta_b \eta_m} du_a$$

$$\begin{aligned} Q_a &= \frac{1}{3.6 \times 3.125} \int_0^{u_a} \frac{P_m}{\eta_b \eta_m} du_a = \frac{1}{3.6 \times 3.125} \int_0^{u_a} \frac{\frac{u_a}{3600 \times \eta_T} \left(Gf + \frac{C_D A u_a^2}{21.15} + \delta m \frac{du}{dt} \right)}{\eta_b \eta_m} du_a \\ &= \frac{1}{3.6 \times 3.125} \times \int_0^{u_a} \frac{\frac{u_a}{3600 \times 0.93} \times \left(2900 \times 9.8 \times 0.012 + \frac{0.29 \times 3 \times u_a^2}{21.15} + 1.15 \times 2900 \times 0.868 \right)}{0.95 \times 0.92} du_a \\ &= \frac{1}{3.6 \times 3.125 \times 0.95 \times 0.92 \times 3600 \times 0.93} \times \int_0^{u_a} (3235.8 u_a + 0.0411 u_a^3) du_a \\ &= \frac{1}{3.6 \times 3.125 \times 0.95 \times 0.92 \times 3600 \times 0.93} \times (1617.5 u_a^2 + 0.0103 u_a^4) \\ &= \frac{1}{3.6 \times 3.125 \times 0.95 \times 0.92 \times 3600 \times 0.93} \times (1617.5 \times 50^2 + 0.0103 \times 50^4) \\ &= 124.8 \text{ W} \cdot \text{h} \end{aligned}$$

等加速工况电动汽车的续驶里程为: $s_a = \frac{u_{a2}^2 - u_{a1}^2}{25.92 \frac{du}{dt}} = \frac{50^2}{25.92 \times 0.868} = 111.1 \text{ m}$

等减速工况

减速度为 $\frac{du}{dt} = \frac{1}{3.6} \frac{u_{a2} - u_{a3}}{t_d} = \frac{50}{3.6 \times 15} = 0.926 \text{ m/s}$

$$dt = \frac{du_a}{3.334}$$

等减速工况所消耗的电能为

$$\begin{aligned} Q_a &= \frac{1}{3.6 \times 3.334} \int_0^{u_a} P_m \eta_b \eta_m du_a = \frac{1}{3.6 \times 3.334} \int_0^{u_a} \frac{\varphi \eta_b \eta_m u_a}{3600 \times \eta_T} \left(\delta m \frac{du}{dt} - Gf - \frac{C_D A u_a^2}{21.15} \right) du_a \\ &= \frac{1}{3.6 \times 3.334} \times \int_0^{u_a} \frac{0.5 \times 0.95 \times 0.92 u_a}{3600 \times 0.93} \times \left(1.15 \times 2900 \times 0.926 - 2900 \times 9.8 \times 0.012 - \frac{0.29 \times 3 \times u_a^2}{21.15} \right) du_a \\ &= \frac{0.5 \times 0.95 \times 0.92}{3.6 \times 3.334 \times 3600 \times 0.93} \times \int_0^{u_a} (2747.2 u_a - 0.0411 u_a^3) du_a \\ &= \frac{0.5 \times 0.95 \times 0.92}{3.6 \times 3.334 \times 3600 \times 0.93} \times (1373.6 u_a^2 - 0.0103 u_a^4) \\ &= \frac{0.5 \times 0.95 \times 0.92}{3.6 \times 3.334 \times 3600 \times 0.93} \times (1373.6 \times 50^2 - 0.0103 \times 50^4) \\ &= 36.64 \text{ W} \cdot \text{h} \end{aligned}$$

等减速工况电动汽车的续驶里程为: $s_d = \frac{u_{a2}^2 - u_{a3}^2}{25.92 \frac{du}{dt}} = \frac{50^2}{25.92 \times 0.926} = 104.16 \text{ m}$

50km/h 等速工况电机需提供的功率为

$$P_m = \frac{u_a}{3600\eta_T} \left(Gf + \frac{C_D A u_a^2}{21.15} \right) = \frac{50}{3600 \times 0.93} \times \left(2900 \times 9.8 \times 0.012 + \frac{0.29 \times 3 \times 50^2}{21.15} \right) = 6.63 \text{ kW}$$

$$\text{等速工况所消耗的电能为 } Q_t = \frac{1}{3.6} \int_0^{t_t} \frac{P_m}{\eta_b \eta_m} dt = \frac{1}{3.6} \int_0^{t_t} \frac{6.63}{0.95 \times 0.92} dt = 2.107 \times 30 = 63.21 \text{ W} \cdot \text{h}$$

$$\text{等速工况电动汽车的续驶里程为: } s_t = \frac{u_a}{3600} \times t_t = \frac{50}{3600} \times 30 = 0.4167 \text{ km} = 416.7 \text{ m}$$

单个循环工况消耗的电能为

$$Q_{z0} = Q_t + Q_a - Q_d = 63.21 + 124.8 - 36.64 = 151.37 \text{ W} \cdot \text{h}$$

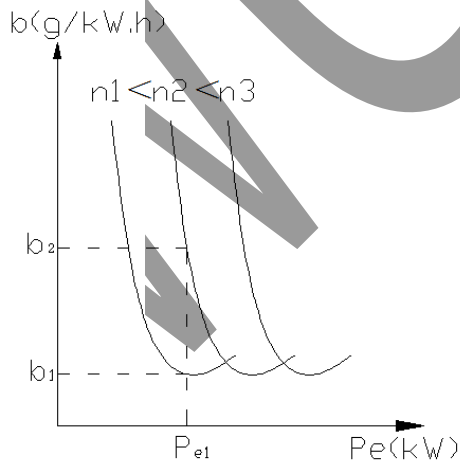
单个循环工况消耗的续驶里程为

$$s_0 = s_t + s_a + s_d = 416.7 + 111.11 + 104.16 = 631.97 \text{ m}$$

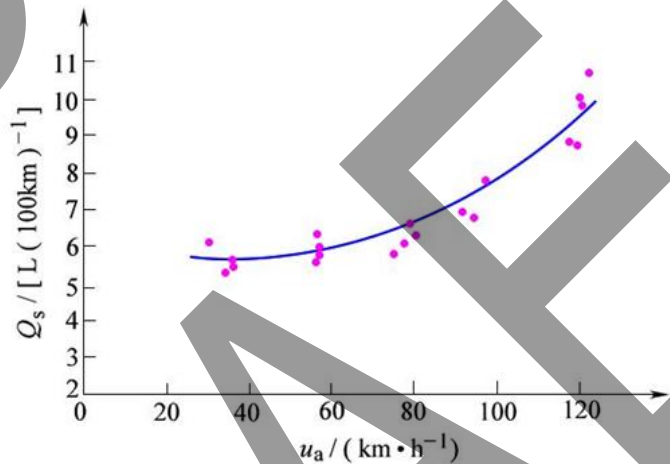
$$\text{电池容量为 } 70 \text{ kWh 的续驶里程为 } s_z = s_0 \frac{Q_z}{Q_{z0}} = 631.97 \times \frac{70 \times 1000}{151.37} = 292.3 \text{ km}$$

6、(10 分) 写出根据汽车发动机的负荷特性曲线得到汽车等速百公里燃油消耗量曲线的方法和步骤, 并写出有关计算公式及公式中各参数的单位。

答: 如下左图为汽车发动机的负荷特性曲线。



汽车发动机负荷特性曲线



汽车等速百公里燃油消耗曲线

(1) 汽车以某挡某车速 u_{a1} 等速行驶, 利用汽车功率平衡方程可计算得到该车速下等速平路行驶时发动机输出的功率;

(2) 由式可计算该挡 u_{a1} 行驶时的发动机转速 n_{e1} ;

(3) 在汽车发动机负荷特性曲线上, 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 b_1 及其它已知参数代入计算式中, 可计算得到 $Q_{s-u_{a1}}$;

(5) 另选择上述档位的车速 u_{a2} , 同样的方法可得 $Q_{u_{a2}}$, 以此类推, 得到该档多个车速下的不同 Q 值, 描点作图即得汽车等速百公里燃油消耗曲线。

公式中, 各物理量的量纲为 $u_{a1}(\text{km/h})$, $G(\text{N})$, (\circ) , $A(\text{m}^2)$, C_D 、 f 无量纲。

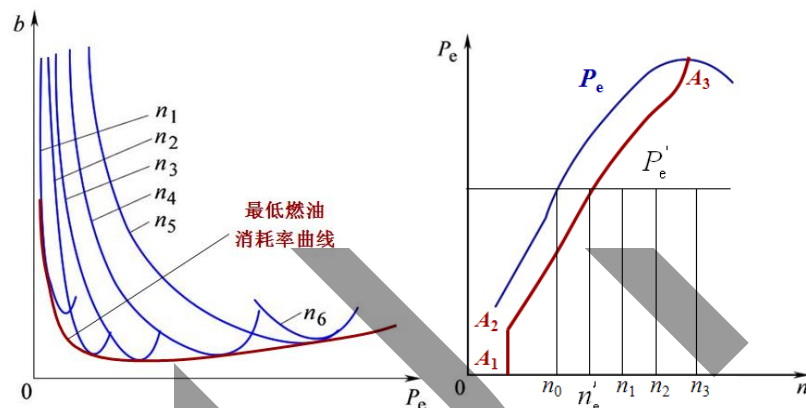
公式中, 各物理量的单位为 $u_a(\text{km/h})$, $r(\text{m})$, $n(\text{r/min})$, i_g 、 i_o 无量纲。

公式中, 各物理量的单位为 $Q_s(\text{L}/100\text{km})$, $P_e(\text{kW})$, $b(\text{g}/\text{kW} \cdot \text{h})$, $u_a(\text{km/h})$, $\rho(\text{kg}/\text{L})$, $g(\text{m}/\text{s}^2)$ 。

7、(10 分) 什么是发动机“最小燃油消耗特性”？什么是无级变速器的调节特性？请用上述特性分析无级变速器的节油原理。

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，即“最小燃油消耗特性”。

(2) 将最低燃油消耗率曲线画在发动机外特性图上 ($P_e \sim n$, $A_1A_2A_3$ 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。

(4) 如前所述，可求出在同一路面阻力系数 ψ 值的道路上，不同车速时无级变速器应有的传动比 i' ，将其按同一 ψ 值连成曲线便得到无级变速器的调速特性，表示在不同道路阻力下无级变速器的调速特性，即不同道路阻力系数下不同车速时燃油经济性最佳的变速器传动比。

第3章

1、(10分) 汽车动力装置参数包括哪些？请定性说明汽车动力装置参数的选定方法。

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（传动系最小传动比、最大传动比、传动系档数与各档传动比）。

确定汽车动力装置参数的步骤如下：

- 1) 确定发动机的功率：可采用预期最高车速计算或比功率统计数据得到初步发动机功率，之后进行发动机选型，得到发动机特性曲线；
- 2) 确定传动系最小传动比：从汽车最高车速、汽车后备功率、燃油经济性和驾驶性能等方面综合考虑后确定；
- 3) 确定传动系最大传动比：考虑最大爬坡度、附着率及汽车最低稳定车速；
- 4) 确定传动系档数：根据汽车动力性、经济性要求及车型确定；
- 5) 确定各档传动比：先按等比级数进行分配，考虑高档利用率较高，实际传动比一般按照

$$\frac{i_{g1}}{i_{g2}} \geq \frac{i_{g2}}{i_{g3}} \geq \dots \geq \frac{i_{gn-1}}{i_{gn}} \text{ 进行分配。}$$

2、(5分) 什么是汽车比功率？如何利用比功率来确定发动机应有功率？

答：汽车比功率是单位汽车总质量具有的发动机功率。

利用现有汽车统计数据初步估计汽车比功率来确定发动机应有功率。

货车可以根据同样总质量与同样类型车辆的比功率统计数据，初步选择发动机功率。

根据轿车的比功率随最高车速变化的统计数据，利用这些数值点形成的区域，根据设计轿车的总质量、预期的最高车速，大体确定轿车发动机的功率。

3、(5分) 分析汽车主减速器传动比 i_0 对汽车动力性和燃油经济性的影响。

答：1) 从最高车速考虑： i_0 应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) i_0 选择相对大值，汽车后备功率大，动力性好； i_0 选择相对小值，汽车负荷率较高，燃油消耗率较低，汽车燃油经济性好。

4、(5分) 确定传动系最低档传动比时主要考虑哪些因素？

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。

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

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。最大传动比 $i_{t\max}$ 应为

$$i_{g1} \geq 0.377 \frac{n_{\min}}{u_{a\min} i_0}, \text{ 式中 } u_{a\min} \text{ ——规定的最低稳定车速。}$$

5、(5分) 汽车变速器各档传动比是如何分配的？为什么？

答：变速器各档传动比大致按照等比级数分配的优点主要在于：1) 发动机工作范围都相同，驾驶员在起步和加速时操作方便；2) 各档工作所对应的发动机功率都较大，有利于提高汽车动力性；3) 便于和副变速器结合，构成更多档位的变速器。

但实际上变速器各档传动比没有完全按照等比级数分配，这是因为 1) 考虑到高档的利用率

远大于低档，汽车主要用高档行驶，因此高档位相邻两档之间的传动比的间隔应小一些，特别是最高档与次高档之间更应小一些。2) 另外，由于换档时动力中断造成的车速下降的绝对值也是高档之间较大。3) 各档传动比最终是由齿轮齿数比决定的。(2、3 可以不答)

因此，实际上各档传动比分布关系应为： $\frac{i_{g1}}{i_{g2}} \geq \frac{i_{g2}}{i_{g3}} \geq \dots \geq \frac{i_{gn-1}}{i_{gn}}$ (注：也可以只回答后部分。)

第4章

1、(25 分) 汽车空载和满载是否具有相同的制动性？具体说明原因。

答：1) 制动效能：制动减速度的增长速度有区别，空载时制动减速度增长快；最大制动减速度空载和满载时一样。

制动距离：空载时制动距离短些，根据公式 $s = \frac{1}{3.6} \left(\tau_2' + \frac{\tau_2''}{2} \right) u_{a0} + \frac{u_{a0}^2}{25.92 a_{b\max}}$

式中空载和满载时 τ_2' 、 u_{a0} 、 $a_{b\max}$ 均相同，但由于空载时制动减速度增长快， τ_2'' 较小，因此制动距离短。

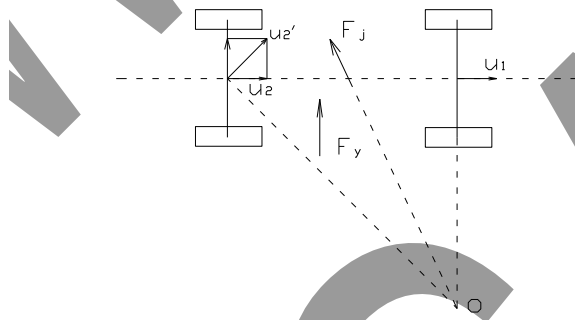
2) 制动效能的恒定性：根据制动效能的分析，为获得相同的制动效能，满载时制动器工作时间更长，因此热衰退更明显，制动效能的恒定性较差。

3) 制动时的方向稳定性：因为空载、满载时汽车质心位置的变化，造成同步附着系数 φ_0 的不同，通常满载时 φ_0 较大，因此前轮先抱死机会较大，易失去转向能力；而空载时 φ_0 较小，因此后轮先抱死机会较大，在车速较高时易出现后轴侧滑甩尾。

2、(25 分) 为什么汽车在光滑路面上高速制动时，后轮抱死是一种危险工况？对于轻型货车，满载与空载两种情况下，哪一种更容易出现后轮抱死现象？为什么？

答：如图为汽车后轮先于前轮制动抱死时的运动情况：

- 1) 因后轮抱死，后轴受偶然侧向力 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。



对于轻型货车，空载时 φ_0 较小，因此通常 $\varphi_{0\text{空载}} < \varphi$ ，后轮先抱死机会较大，在车速较高时易出现后轴侧滑甩尾。

3、(25 分) 请分别描述什么是车轮滑动率、制动力系数、滑动附着系数、峰值附着系数、侧向力系数、同步附着系数以及利用附着系数。

答：

1) 车轮滑动率：车轮运动时车轮滑动速度与车轮中心速度的比值，即

$$s = \frac{u_w - r_0 \omega_w}{u_w} \times 100\% ;$$

2) 制动力系数: 地面制动力与垂直载荷之比为制动力系数, 即 $\varphi_b = \frac{F_{xb}}{F_z}$;

3) 滑动附着系数: $s = 100\%$ 的制动力系数称为滑动附着系数 φ_s ;

4) 峰值附着系数: 制动力系数的最大值称为峰值附着系数 φ_p , 通常在 $s = 15\% - 20\%$ 时出现;

5) 侧向力系数: 侧向力(地面)与垂直载荷之比。即 $\varphi_l = \frac{F_y}{F_z}$;

6) 同步附着系数: β 线与 I 曲线交点处的附着系数, 称为同步附着系数 φ_0 , $\varphi_0 = \frac{L\beta - b}{h_g}$;

7) 利用附着系数: 汽车以一定的减速度制动时, 除去制动强度 $z = \varphi_0$ 以外, 不发生车轮抱死所要求的(最小)路面附着系数称为利用附着系数。

4、(25 分) 已知双轴汽车总质量为 1600kg, 质心高度为 0.5m, 轴距为 2.5m, 后轴轴荷为 45%时的同步附着系数为 0.6, 制动减速度上升时间为 0.2s, 制动系反应时间为 0.02s; 该车装有交叉型双回路制动系统, 且无 ABS 装置, 前、后制动器制动力采用固定比值, g 取 9.8m/s^2 。

(1) 推导同步附着系数的表达式;

(2) 计算前、后制动器制动力分配系数;

(3) 如果该车以 60km/h 的速度在一定路面上不抱死的制动距离小于等于 24m, 道路的附着系数至少为多少?

(4) 附着系数为 0.6, 计算该车达到附着极限时的地面垂直反力和地面制动力。

(5) 当一个回路失效时在 $\varphi = 0.6$ 的路面上的制动效率(指无任何车轮抱死时)。

答: (1) 同步附着系数是 β 线和 I 曲线交点处对应的附着系数。

作为 I 线上的点, 应满足: $\frac{F_{\mu 1}}{F_{\mu 2}} = \frac{b + \varphi_0 h_g}{a - \varphi_0 h_g}$,

作为 β 线上的点, 应满足: $\frac{F_{\mu 1}}{F_{\mu 2}} = \frac{\beta}{1 - \beta}$,

$$\therefore \frac{b + \varphi_0 h_g}{a - \varphi_0 h_g} = \frac{\beta}{1 - \beta} \Rightarrow \varphi_0 = \frac{L\beta - b}{h_g}$$

$$(2) \varphi_0 = \frac{L\beta - b}{h_g} \Rightarrow \beta = \frac{\varphi_0 h_g + b}{L} = \frac{0.6 \times 0.5 + 2.5 \times (1 - 45\%)}{2.5} = 0.67$$

$$(3) \text{不抱死的制动距离 } s = \frac{1}{3.6} \left(\tau_2' + \frac{\tau_2''}{2} \right) u_{a0} + \frac{u_{a0}^2}{25.92 \times z_{\max} g} \leq 24$$

上式取等号, 代入数据, 求出不抱死的最大制动强度:

$$\frac{1}{3.6} \left(0.02 + \frac{0.2}{2} \right) \times 60 + \frac{60^2}{25.92 \times z_{\max} \times 9.8} = 24, \quad z_{\max} = 0.644;$$

$z_{\max} = 0.644 > \varphi_0 = 0.6$, 因为 $z_{\max} \leq \varphi$, 因此 $\varphi > \varphi_0$, 后轮先抱死,

$$\text{故 } \varphi = \varphi_r = \frac{(1-\beta)z}{\frac{1}{L}(a-zh_g)} = \frac{(1-0.67) \times 0.644 \times 2.5}{2.5 \times 0.45 - 0.644 \times 0.5} = 0.662$$

(4) 该车达到附着极限，即前后轮都抱死，此时的制动强度为 $z = \varphi = 0.6$ ，

$$F_{Z1} = \frac{G}{L}(b + \varphi h_g) = \frac{1600 \times 9.8}{2.5}(2.5 \times (1 - 0.45) + 0.6 \times 0.5) = 10505.6 \text{ N}$$

$$F_{Z2} = \frac{G}{L}(a - \varphi h_g) = \frac{1600 \times 9.8}{2.5}(2.5 \times 0.45 - 0.6 \times 0.5) = 5174.4 \text{ N}$$

$$F_{xb1} = F_{Z1}\varphi = 10505.6 \times 0.6 = 6303.36 \text{ N}$$

$$F_{xb2} = F_{Z2}\varphi = 5174.4 \times 0.6 = 3104.64 \text{ N}$$

(5) 当一个回路失效

$$\frac{F_{\mu 1}}{F_{\mu 2}} = \frac{b + 0.5\varphi_0 h_g}{a - 0.5\varphi_0 h_g} \quad \text{且} \quad \frac{F_{\mu 1}}{F_{\mu 2}} = \frac{\beta}{1 - \beta}$$

$$\varphi_0 = \frac{2(L\beta - b)}{h_g} = 2 \times 0.6 = 1.2$$

在 $\varphi = 0.6$ 的路面上的制动， $\varphi < \varphi_0$ ，前轮先抱死。

$$\text{设前轮先抱死时的制动强度为 } z, \quad F_{xb1} = 0.5F_{Z1}\varphi, \quad F_{xb1} = \beta Gz, \quad F_{xb1} = \frac{G}{L}(b + zh_g)$$

$$\text{求得 } z = \frac{\varphi b}{2L\beta - \varphi h_g}$$

$$E = E_f = \frac{z}{\varphi} = \frac{b}{2L\beta - \varphi h_g} = \frac{0.55 \times 2.5}{2 \times 2.5 \times 0.67 - 0.6 \times 0.5} = 45.1\%$$

第5章

1、(10 分) 一轿车(每个)前轮胎的侧偏刚度为 -50176N/rad 、外倾刚度为 -7665N/rad 。若轿车向左转弯, 将使两前轮均产生正的外倾角, 其大小为 4° 。设侧偏刚度与外倾刚度均不受左、右轮载荷转移的影响。试求由外倾角引起的前轮侧偏角。

解: 由题意: $F_y = k\alpha + k_\gamma\gamma = C$, 原外倾角 $\gamma = 0^\circ$, 现外倾角 $\gamma = 4^\circ$

故由外倾角变化引起的前轮侧偏角:

$$\alpha = -k_\gamma\gamma/k = -7665 \times 4 / -50176 = -0.611^\circ$$

2、(20 分) 汽车的稳态响应有哪几种类型? 表征稳态响应的具体参数有哪些? 它们彼此之间的关系如何?

答: 汽车的稳态响应有三种类型, 即中性转向、不足转向和过多转向。

表征稳态响应的参数有稳定性因数 K , 前、后轮的侧偏角绝对值之差 $(\alpha_1 - \alpha_2)$, 转向半径的比 R/R_0 , 静态储备系数 $S.M.$ 等。

它们之间的彼此关系为:

$$\alpha_1 - \alpha_2 = Ka_y L \quad (\alpha_1 \text{ 为侧向加速度的绝对值});$$

$$\frac{R}{R_0} = 1 + Ku^2;$$

$$R = \frac{L}{\delta - (\alpha_1 - \alpha_2)} \Rightarrow R/R_0 = \frac{\delta}{\delta - (\alpha_1 - \alpha_2)};$$

$$S.M. = \frac{k_2}{k_1 + k_2} - \frac{a}{L} = \left| \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \right| \frac{L}{m} K \quad (k_1, k_2 \text{ 分别为汽车前、后轮的侧偏刚度, } a \text{ 为汽车}$$

质心到前轴的距离, L 为前、后轴之间的距离)。

3、(20 分) 横向稳定杆起什么作用? 为什么有的车装在前悬架, 有的装在后悬架, 有的前后都装?

答: 1) 横向稳定杆的主要作用是增加汽车的侧倾刚度, 避免汽车在转向时产生过多的侧倾。另外, 横向稳定杆还有改变汽车稳态转向特性的作用: 侧倾时垂直载荷变动量越大, 左、右车轮侧偏刚度之和越小, 侧偏角越大; 若汽车后轴左、右车轮垂直载荷变动量较大, 则 α_2 增大, 汽车趋于减少不足转向量;

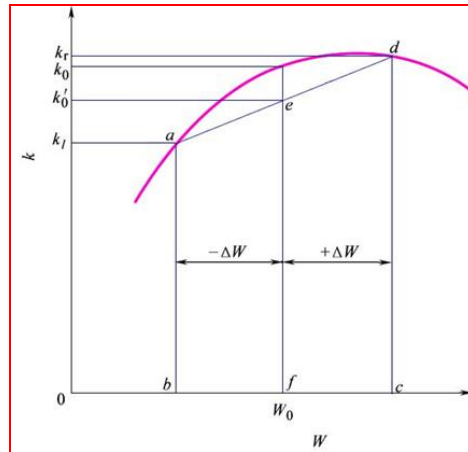
2) 轿车前悬架加装横向稳定杆后, 前悬架侧倾角刚度 $K_{\phi r1}$ 增大, 整车侧倾角刚度增大, 车厢侧倾角 ϕ_r 减小;

在分析侧倾时垂直载荷在左、右车轮上的重新分配时, 可以得到:

$$\Delta F_{Z1} = (F_{sy} \frac{b_s}{L} h_1 + K_{\phi r1} \Phi_r + F_{u1y} h_{u1}) / B_1, \quad \Delta F_{Z2} = (F_{sy} \frac{a_s}{L} h_2 + K_{\phi r2} \Phi_r + F_{u2y} h_{u2}) / B_2$$

当前悬架增加横向稳定杆后汽车前悬架的侧倾角刚度增大, 后悬架侧倾角刚度不变, 前悬架作用于车厢的恢复力矩增加 (总侧倾力矩不变), 而后悬架作用于车厢的恢复力矩减小, 所以汽车前轴左、右车轮载荷变化量较后轴大。

如图, 侧倾时垂直载荷在左、右车轮重新分配, 垂直载荷变动量越大, 左、右车轮侧偏刚度之和越小, 侧偏角越大。因此前悬架加装横向稳定杆后, 汽车前轴左、右车轮载荷变化量大于后轴, 汽车不足转向量增大。



3) 后轴加装横向稳定杆, 增大了后悬侧倾角刚度 $K_{\phi r1}$, 减小了整车侧倾角 ϕ_r , 根据对前、后垂直载荷变化量公式的分析知, 前轮垂直载荷变化量减小, 后轮垂直载荷变化量增大, 其效果是使汽车趋于减小不足转向量。

4) 前后均加装横向稳定杆, 增大了整车侧倾角刚度 $K_{\phi r1}$, 减小了整车侧倾角 ϕ_r , 可调整前后横向稳定杆的侧倾角刚度大小, 调整整车的稳态转向特性。

4、(15 分) 某种汽车的质心位置、轴距和前后轮胎的型号已定。按照二自由度操纵稳定性模型, 其稳态转向特性为过多转向, 试找出五种改善其特性的方法。

答: 1) 减小前轮气压、增大后轮气压;

2) 增加主销内倾角;

3) 增大主销后倾角;

4) 在汽车前悬架加装横向稳定杆;

5) 前悬采用双横臂式等类型悬架 (除单横臂和非独立悬架外), 后悬采用单横臂式或非独立悬架;

6) 使汽车前束具有在压缩行程减小, 复原行程增大的特性;

7) 使后悬架的侧倾转向具有趋于不足转向的特性;

8) 使用合适的变形转向悬架类型, 如后轮随动转向;

9) 四驱调节;

10) 横摆力偶矩调节。

5、(15 分) 汽车空载和满载是否具有相同的操纵稳定性?

答: 不具有相同的操纵稳定。因为汽车空载和满载时汽车的总质量、质心位置会发生变化, 这些将会影响汽车的稳定性因数、轮胎侧偏刚度、汽车侧倾刚度等操纵稳定性参数。

根据稳定性因数 K 的计算式, 可知:

1) 若满载和空载时质心位置未发生变化, 则由于 m 不同, 空载时的汽车 m 小于满载时的 m , 满载时的 K 更大, 操纵稳定性较好;

2) 若满载相比空载时质心位置后移, 即 b 减小、 a 增大, 造成稳定性因数 K 减小, 甚至为负值, 有可能出现过多转向情形, 则操纵稳定性变差。

由于满载时后轴载荷增大, 考虑侧倾时, 后轴垂直载荷的变动量也会加大, 汽车不足转向量减小。

6、(20分) 某轿车：质量为 1100kg，轴距为 2500mm，前轴轴载质量为汽车总质量的 54%，单侧前轮侧偏刚度值为 297.3N/deg，单侧后轮侧偏刚度值为 392.7N/deg。

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

(2) 计算欲使汽车转变为中性转向特性，质心需后移的距离。

(3) 如果欲使该车前后轮互换，该车具有何种稳态转向特性？

(4) 绘制 (1)、(3) 两种情况的转向灵敏度-车速曲线。

答：(1)

$$K = \frac{m}{L^2} \left(\frac{b}{|k_1|} - \frac{a}{|k_2|} \right) = \frac{1100}{2.5^2} \left(\frac{0.54 \times 2.5}{2 \times 297.3 \times 180 / 3.14} - \frac{0.46 \times 2.5}{2 \times 392.7 \times 180 / 3.14} \right) = 2.475 \times 10^{-3} s^2 / m^2$$

$K = 2.475 \times 10^{-3} > 0$ ，故该车稳态转向特性为不足转向。

因为该车稳态转向特性为不足转向，故计算其特征车速：

$$u_{ch} = \sqrt{1/K} = \sqrt{1/2.475 \times 10^{-3}} = 20.10 m/s = 72.36 km/h \quad (3 \text{ 分})$$

$$(2) \quad S.M. = \frac{a' - a}{L} = \frac{k_2}{k_1 + k_2} - \frac{a}{L} = \frac{392.7}{392.7 + 297.3} - \frac{0.46 \times 2.5}{2.5} = 0.109$$

欲使汽车转变为中性转向特性，质心需后移的距离为： $S.M. \cdot L = 0.109 \times 2.5 = 0.273 m$ 。

(3) 如果欲使该车前后轮互换，则

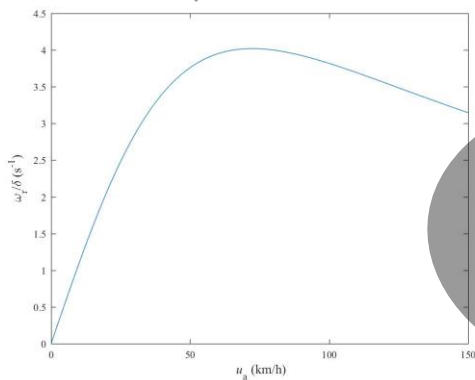
$$K = \frac{m}{L^2} \left(\frac{b}{|k_1|} - \frac{a}{|k_2|} \right) = \frac{1100}{2.5^2} \left(\frac{0.54 \times 2.5}{2 \times 392.7 \times 180 / 3.14} - \frac{0.46 \times 2.5}{2 \times 297.3 \times 180 / 3.14} \right) = -6.61 \times 10^{-4} s^2 / m^2$$

$K = -6.61 \times 10^{-4} < 0$ ，故该车稳态转向特性为过多转向。

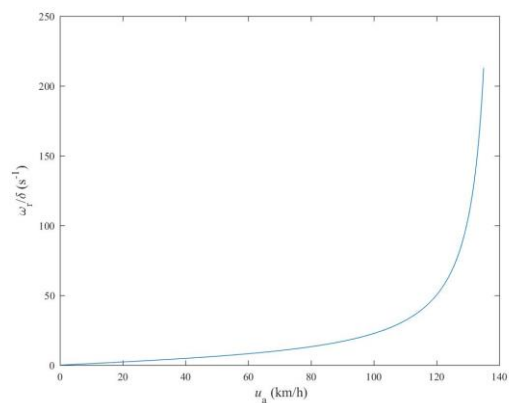
$$u_{cr} = \sqrt{1/|K|} = \sqrt{1/6.61 \times 10^{-4}} = 38.895 m/s = 140.0 km/h$$

$$(4) \quad \left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s = \frac{u/L}{1 + Ku^2}$$

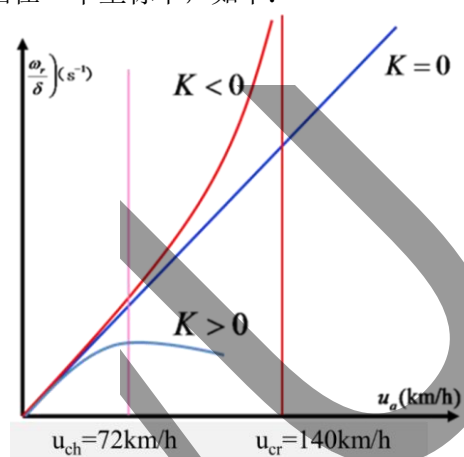
所以第 (1) 题情况的转向灵敏度-车速曲线为



第 (3) 题情况的转向灵敏度-车速曲线为



或画在一个坐标中，如下：



第6章

1、(15分)《人体承受全身振动的评价指南》规定的人体对振动反应的三个感觉界限分别是哪些？各是何含义？关系如何？

答：《人体承受全身振动的评价指南》规定的人体对振动反应的三个感觉界限分别是暴露极限，疲劳-工效降低界限和舒适降低界限。各自含义如下：

- 1) 暴露极限：当人体承受的振动强度在这个极限之内，将保持健康或安全。
- 2) 疲劳-工效降低界限：与保持工作效能有关。当驾驶员承受的振动在此界限内时，能准确灵敏地反应，正常地进行驾驶。
- 3) 舒适降低界限：此界限与保持舒适有关，在这个界限之内，人体对所暴露的振动环境主观感觉良好，能顺利完成吃、读、写等动作。

暴露极限的值为疲劳-工效降低界限的 2 倍（在双对数坐标中上升 6dB）；

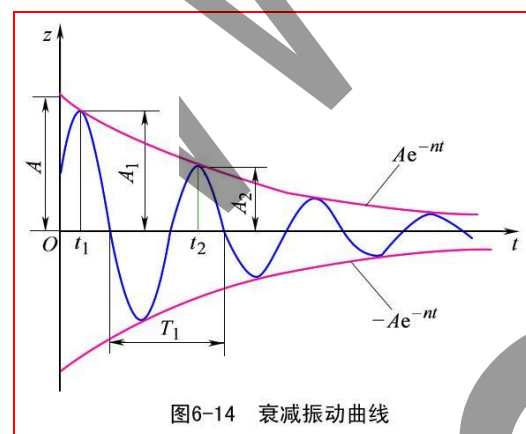
舒适降低界限为疲劳-工效降低界限的 1/3.15（在双对数坐标中下降 10dB）。

2、(15分) 人体对振动加速度反应主要取决于那几个因素？在不同方向人体对振动最敏感的频率范围分别是多少？

答：机械振动对人体的影响，既取决于振动的频率、强度、振动作用方向和持续（暴露）时间，也取决于人的心理、生理状态，不同心理和身体素质的人，对振动敏感程度有很大差异。人最敏感的频率范围，对于垂直振动是 4~12.5Hz，在 4~8Hz 频率范围，人的内脏器官产生共振；8~12.5Hz 频率范围，对人的脊椎系统影响很大。对于水平振动是 0.5~2Hz。大约在 3Hz 以下，人体对水平振动比对垂直振动更敏感。

3、(15分) 说明用试验测定汽车车身部分固有频率和阻尼比的原理及方法？

答：试验时将汽车前轮、后轮分别从一定高度抛下，记录车身质量的衰减振动曲线如图。



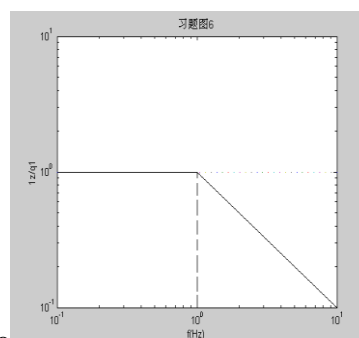
由图上曲线可得到车身质量振动周期 T ，按下式计算出车身部分固有频率：

$$f_0 = \omega_0 / 2\pi = 1/T$$

由图上曲线可得到车身质量部分的相邻振幅比，并按下式计算出阻尼比。

$$\zeta = \frac{1}{\sqrt{1 + 4\pi^2 / \ln^2 d}}, \quad d = \frac{A_1}{A_2}$$

4、(15 分) 设车身单质量系统的幅频 $|z/q|$ 用双对数坐标表示时如习题图 6 所示。路上输入谱与题 6.2 相同。求车身加速度的谱密度 $G_{\ddot{z}}(f)$ ，画出其谱图，并计算 0.1~10Hz 频率范围车身加速度的均方根值 $\sigma_{\ddot{z}}$ 。



解：

1

$$G_q(f) = (2\pi)^2 G_q(n_0) n_0^2 u = 4\pi^2 \times 2.56 \times 10^{-4} \times 0.01 \times 20 = 2.02 \times 10^{-3} \quad (m^2/s)$$

$$G_{\ddot{z}}(f) = \left| \frac{\ddot{z}}{\dot{q}} \right|^2 G_q(f) = \omega^2 \left| \frac{z}{q} \right|^2 G_q(f)$$

$$\therefore G_{\ddot{z}}(f) = (2\pi f)^2 \left| \frac{z}{q} \right|^2 \cdot 2.02 \times 10^{-3} = 7.97 \times 10^{-2} \left| \frac{z}{q} \right|^2 f^2$$

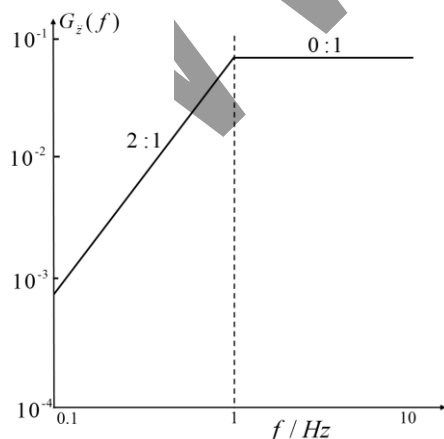
2)

$$\left| \frac{z}{q} \right| = 1, (f = 0.1 \sim 1); \left| \frac{z}{q} \right| = \frac{1}{f}, (f = 1 \sim 10)$$

$$\therefore f = 0.1 \sim 1 \text{ 时, } G_{\ddot{z}}(f) = 7.97 \times 10^{-2} f^2;$$

$$f = 1 \sim 10 \text{ 时, } G_{\ddot{z}}(f) = 7.97 \times 10^{-2} (m^2 s^{-3})$$

得到车身加速度密度谱图如下：



$$3) \quad \sigma_{\ddot{z}} = \left[\int_{0.1}^{10} G_{\ddot{z}}(f) df \right]^{1/2} = \left[7.97 \times 10^{-2} \times \left(\int_{0.1}^1 f^2 df + \int_1^{10} df \right) \right]^{1/2} = 0.86 \text{ ms}^{-2}$$

5、(15 分) 分析汽车质量 (空载和满载) 对其固有振动频率和振幅的影响, 列出表达式, 分析货车在满载和空载时的平顺性有何不同, 分析货车悬架变刚度的必要性。

答: (1) $\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{m_2}}$, $\omega_r = \omega_0 \sqrt{1-\zeta^2}$, 振幅的减幅系数为 $d: \ln d = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}$, $\zeta = \frac{C}{2\sqrt{m_2 K}}$

ω_r 主要受 ω_0 影响。

假设空载满载弹簧刚度 K , 减震器阻尼系数 C 不变, 则满载时 m_2 增大, 固有圆频率 ω_0 减小, ω_r 减小, 振动减慢; ζ 减小, d 减小, 振幅衰减慢。

(2) 满载对平顺性三个响应量的影响:

满载时 m_2 增大, 固有频率 f_0 减小, 车身加速度、相对动载均方根值减小, 悬架弹簧动挠度均方根值增大;

满载时 m_2 增大, ζ 减小, 悬架弹簧动挠度均方根值增大; 车身加速度、相对动载均方根值的变化与 ζ 取值有关;

满载时 m_2 增大, m_1 不变, 则质量比 μ 增大, 相对动载明显减小, 对行驶安全性有利。

(3) 货车在较好路面行驶时, 悬架动挠度引起的撞击限位概率很小, 可选择较低固有频率, 以减小车身加速度; 较差路面行驶时, 为减少撞击限位概率, 可选择较高固有频率。

$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{m_2}}$, 可通过改变悬架弹簧刚度来改变固有频率, 所以货车需要采用变刚度悬架。

第7章

1、(15分) 什么叫间隙失效? 间隙失效有哪几种型式? 各与哪些汽车几何参数有关?

答: 1) 由于汽车与地面的间隙不足而被地面托住、无法通过的情况称为间隙失效。

2) 间隙失效有顶起失效、触头失效和拖尾失效3种。

3) 其中顶起失效与最小离地间隙 h 纵向通过角 β 有关, 最小离地间隙 h 越大, 纵向通过角 β 越大, 越不容易发生顶起失效;

触头失效与接近角 γ_1 有关, 接近角 γ_1 越大, 越不容易发生触头失效;

拖尾失效与离去角 γ_2 有关, 离去角 γ_2 越大, 越不容易发生拖尾失效。

2、(10分) $4\times 2R$ 汽车的越台能力和跨沟能力由哪个车轮决定? 各是多大?

答: $4\times 2R$ 汽车的越台能力和跨沟能力都由驱动车轮确定。

其中越台能力为: $\frac{h_w}{D} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \varphi^2}} \right)$

跨沟能力为: $\frac{l_d}{D} = 2 \sqrt{\frac{h_w}{D} - \left(\frac{h_w}{D} \right)^2}$ 。