

一. 汽车的动力性

1. 汽车的动力性指标

最高车速 —— 在水平良好的路面上, 汽车能达到的最高行驶车速

加速时间 —— 汽车的加速能力, 常用原地起步加速时间与超车加速时间来表示

最大坡度 —— 在良好的路面上, 满载时汽车的最大爬坡度 i_{\max}

2. 汽车的驱动力 $F_t = \frac{T_{tq} i_g i_0 \eta_T}{r}$

发动机外特性曲线, 发动机部分负荷特性曲线

使用外特性曲线

$$P_e = \frac{T_{tq} n}{9550} \quad \begin{matrix} (\text{kW}) \\ (\text{N}\cdot\text{m}) \end{matrix}$$

3. 传动系的机械效率 $\eta_T = 1 - \frac{P_f}{P_e}$

4. 车轮的半径 自由半径 静力半径 r_s 滚动半径 r_r

5. 驱动力图 $u_a = 0.377 \frac{r_n}{i_g i_0}$

6. 汽车的行驶阻力 $\Sigma F = F_f + F_w + F_r + F_j$

① $F_f = Wf$ 轮胎和支承面的相对刚度决定了变形特点. 在硬路面上, 轮胎的变形是主要的. 由于轮胎有内部摩擦产生弹性迟滞损失, 使轮胎变形时对它做的功不能全部回收. 而这种迟滞损失表现为阻碍车轮滚动的一种阻力偶.

$$\text{滚动阻力偶矩 } T_f = F_r a \quad f = \frac{a}{r} = \frac{F_r}{W}$$

$$\text{② } F_w = \frac{C_D A u_a^2}{21.15} \quad F_w = \frac{1}{2} C_D \rho u_r^2 \quad \text{降低 } C_D \text{ 是主要手段}$$

$$\text{③ } F_r = G \sin \alpha \quad \text{道路阻力 } F_{\Psi} = F_f + F_r = Gf \cos \alpha + G \sin \alpha$$

$$\text{当 } \alpha \text{ 不大时 则 } F_{\Psi} = G(f + i) \quad f + i = \Psi \text{ 道路阻力系数}$$

$$\text{④ } F_j = \delta m \frac{du}{dt} \quad \delta - \text{汽车旋转质量换算系数 (主要指飞轮的转动惯量、车轮转动惯量及传动系的转动惯量)}$$

7. 汽车行驶方程式 $F_t = F_f + F_w + F_r + F_j$

$$\frac{T_{tq} i_g i_0 \eta_T}{r} = Gf + \frac{C_D A}{21.15} u_a^2 + G i + \delta m \frac{du}{dt}$$

8. 汽车驱动力—行驶阻力平衡图

9. 动力特性图

$$\text{动力因数 } D = \frac{F_t - F_w}{G} = \Psi + \frac{\delta}{g} \frac{du}{dt}$$

10. 汽车的附着条件

$$F_{x\max} = F_f = F_z \varphi, \quad \frac{F_{x2}}{F_{z2}} \leq \varphi \quad (\text{其中 } \varphi \text{ 为附着系数})$$

11. 汽车加速上坡受力图 P_{21}

12. 加速、上坡行驶时的附着率

$$C_{p1} = \frac{(1-\Psi)q}{\frac{b}{L} - \frac{h_g}{L}q}$$

$\Psi=0$

$$q = \frac{\frac{b}{L}}{\frac{1}{\phi} + \frac{h_g}{L}}$$

$$C_{p2} = \frac{\Psi q}{\frac{a}{L} + \frac{h_g}{L}q}$$

$\Psi=1$

$$q = \frac{\frac{a}{L}}{\frac{1}{\phi} - \frac{h_g}{L}}$$

其中 $\Psi=0$ 为前轮驱动, $\Psi=1$ 为后轮驱动. $q = i + \frac{1}{\cos\alpha} \cdot \frac{1}{g} \frac{dv}{dt}$ — 等效坡度

$$P_e = \frac{1}{\eta_i} \left(\frac{Gv_{1a}}{3600} + \frac{Gv_{2a}}{3600} + \frac{C_D A v_a^3}{76140} + \frac{5m a \frac{dv}{dt}}{3600} \right)$$

第二章 汽车的燃油经济性

1. 汽车的燃油经济性常用一定运行工况下汽车行驶百公里的燃油消耗量或一定燃油量能使汽车行驶的里程来衡量。

2. 等速行驶工况

$$Q = \frac{Pb}{102 u_{\text{avg}}}$$

$$Q_s = \frac{Pb}{1.02 u_{\text{avg}}}$$

$$Q_s = \frac{c F b}{\eta_T}, \text{ 其中 } c \text{ 为系数, } F = F_f + F_w$$

3. 影响汽车燃油经济性的因素。

使用方面: ① 行驶车速

高速行驶时, 虽然发动机的负荷率较高, 但汽车的行驶阻力增加很多, 导致百公里油耗增加的缘故。

② 挡位选择

同一道路条件与车速下, 虽然发动机发出的功率相同, 但挡位越低, 后备功率越大, 发动机的负荷率越低, 燃油消耗率越高, 百公里油耗量越大, 而使用高档时情况相反。

③ 挂车的应用

汽车拖带挂车后, 虽然汽车总的燃油消耗量增加了, 但分摊到每吨货物上的油耗下降了, 其原因有: ① 带挂车后阻力增加, 发动机的负荷率增加, 使 b 下降; ② 汽车列车的质量利用系数较大。

④ 正确地保养与调整

汽车的调整与保养会影响到发动机的性能与汽车行驶阻力。

汽车结构方面

① 缩减整车总尺寸和减轻重量

大型轿车省油原因 大幅增加 F_f 、 F_w 、 F_i 、 F_j

② 发动机

发动机中的热损失与机械损耗占燃油化学能的 65% 左右

③ 传动系

传动系挡位增多, 增加了选用合适挡位使发动机处于经济工作状态的机会有利于提高燃油经济性。

④ 汽车外形与轮胎

降低 C_d 可有效提高 b , 选择轮胎降低 F_f

三章 汽车动力装置参数的选定

1. 发动机功率的选择. 已知最高车速, 功率不小于最高车速行驶阻力功率之和
- $$P_e = \frac{1}{\eta_T} \left(\frac{Gf}{3600} u_{\max} + \frac{C_D A}{76140} u_{\max}^3 \right)$$
- 两种方法 { 功率法
类比法

汽车比功率 — 单位汽车总质量具有的发动机功率 (kW/t)

$$= \frac{1000 P_e}{m} = \frac{fg}{3.6 \eta_T} u_{\max} + \frac{C_D A}{76.14 m \eta_T} u_{\max}^3$$

2. 最小传动比的选择

i_{01} 动力性差, 燃油经济性较好 i_{03} 动力性好, 燃油经济性差 i_{02}

3. 最大传动比的选择

汽车爬大坡时 车速很低 $F_{t\max} = F_f + F_{i\max} \leq F_p$

$$i_{01} \geq \frac{G(f + \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}) \gamma}{T_{e2\max} i_{02} \eta_T}$$

最低稳定车速为 u_{\min} 则 $i_{0\max} = 0.377 \frac{n_{\min} \gamma}{u_{\min}}$

4. 传动系挡数与各挡传动比的选择

挡位增加或减少, 增加了发动机发挥最大功率附近高功率的机会, 因而动力性强.
增加了发动机在低燃油消耗率区工作区的可能性 降低油耗

5. 汽车传动系各挡的传动比大体是按等比级数分配

① 为了使离合器无冲击地接合, 换挡过程中, 发动机总在同一转速范围 $n_1 \sim n_2$ 内工作, 方便操作.

② 为了充分利用发动机提供的功率, 提高汽车的动力性

6. 并不正好按等比级数来分配传动比的.

这主要考虑到各挡利用率差别很大的缘故, 汽车主要是用较高挡位行驶的.

当 1、2、3 三个挡位总利用率仅为 10%~15%, 所以较高挡位相邻两挡间的传动比间隔应小些.

四章 汽车的制动性

1. 汽车制动性的评价指标有: 制动效能, 即制动距离与制动减速度、制动效能的恒定性, 即抗热衰退性能、制动时汽车的方向稳定性。

制动效能 —— 在良好路面上, 汽车以一定初速制动到停车的制动距离或制动时汽车的减速度。

制动效能的恒定性 —— 汽车高速行驶或下长坡连续制动时, 制动效能的保持的程度, 即抗热衰退性能。

制动时汽车的方向稳定性 —— 制动时, 汽车不发生跑偏、侧滑及失去转向能力的性能。
在制动过程中, 维持直线行驶或按预定弯道行驶的能力。

2. 地面制动力、制动器制动力与附着力之间的关系

地面制动力 —— 使汽车制动而减速行驶的外力

$$F_{xb} = \frac{T_M}{r}$$

制动器制动力 —— 在轮胎圆周为了克服制动器摩擦力矩所需的力。

$$F_M = \frac{T_M}{r}$$

地面附着力 —— 地面对轮胎切向反作用力的极限值

$$F_{bmax} = F_\varphi = F_z \varphi$$

① 当车轮滚动时, $F_{xb} = F_M$ 且 $F_{xb} \leq F_\varphi = F_z \varphi$ 最大地面制动力为 $F_{xbmax} = F_\varphi = F_z \varphi$

② 当车轮抱死拖滑, $F_{xbmax} = F_\varphi$ 且 F_{xbmax} 不再增加, 而 F_M 依然随踏板力增加而增加。

由此可知 F_{xb} 首先取决于 F_M , 但同时又受地面附着条件 (F_φ) 的限制。

3. 制动距离 S 和 制动减速度 a_b

$$a_{bmax} = \varphi_b g \quad (\text{制动力系数 } \varphi_b, \text{ 峰值附着系数 } \varphi_p, \text{ 滑动附着系数 } \varphi_s)$$

4. 制动距离的分析

$$\text{驾驶员反应时间 } t_1 = t'_1 + t''_1$$

$$\text{制动器作用时间 } t_2 = t'_2 + t''_2$$

$$\text{持续制动时间 } t_3$$

$$\text{制动力消除时间 } t_4$$

① 制动全过程 驾驶员作出反应、制动器起作用、持续制动和放松制动

$$\text{总制动距离 } S = S_2 + S_3 = (t'_2 + \frac{t''_2}{2}) u_0 + \frac{u_0^2}{2 a_{bmax}} - \frac{a_{bmax} t_3^2}{24} \quad (u_0 \text{ 单位为 km/h})$$

$$S = \frac{1}{3.6} (t'_2 + \frac{t''_2}{2}) u_{00} + \frac{u_{00}^2}{25.92 a_{bmax}} \quad (\text{速度 } u_{00} \text{ 单位为 m/s})$$

一般认为制动器起作用时间的减少是缩短制动距离的主要原因。

5. 制动效能的恒定性

制动器温度上升后, 摩擦力矩常有显著下降。—— 制动器的热衰退

6. 制动时汽车的方向稳定性

汽车跑偏的原因: ① 汽车左、右轮, 特别是前轴左、右轮制动器的制动力不相等

② 制动时悬架导向杆系与转向系拉杆在运动学上的不协调。汽车跑偏可以消除。

汽车的侧滑: ① 制动过程中, 若只有前轮抱死或前轮先抱死拖滑, 汽车基本上沿直线向前行驶。

为稳定状态, 但丧失转向能力 ② 若后轮比前轮先抱死拖滑, 则车速超过某一值, 汽车在轻微侧向力作用下, 就会发生侧滑。

离心力

汽车在作圆周运动时产生了作用于质心 C 的惯性力 F_j .

若前轮先抱死拖滑 F_j 的方向与汽车侧滑的方向相反. 即 F_j 能减小或阻止前轴侧滑. 汽车处于一种稳

若后轮先抱死拖滑 F_j 的方向与汽车侧滑方向相同. 即 F_j 能加剧后轴侧滑. 而后轴侧滑又加剧惯性力 F_j . 汽车将急剧转动. 因此后轴侧滑是一种不稳定的、危险的情况.

制动时, 最理想的情况就是防止任何车轮抱死. 使前后车轮都处于滚动状态. 可确保制动时的方向稳定性.

6. 前、后制动器制动力的比例关系

制动强度 z $\frac{du}{dt} = zg$ $F_{\mu 1} + F_{\mu 2} = \varphi G$

$$F_{z1} = \frac{G}{L}(b + \varphi hg)$$

$$F_{z2} = \frac{G}{L}(a - \varphi hg)$$

$$\frac{F_{\mu 1}}{F_{\mu 2}} = \frac{F_{z1}}{F_{z2}} = \frac{b + \varphi hg}{a - \varphi hg}$$

理想的前、后轮制动器制动力分配曲线 I 曲线: 随着制动力增长到前、后车轮同时抱死拖滑时的前、后制动器制动力的分配曲线

具有固定比值的前后制动器制动力与同步附着系数

$\beta = \frac{F_{\mu 1}}{F_{\mu 2}}$ (制动器制动力分配系数) $\frac{F_{\mu 1}}{F_{\mu 2}} = \frac{\beta}{1 - \beta}$ (实际前、后制动器制动力分配线, β 曲线)

当满载时 β 线与 I 曲线的交点处的附着系数为同步附着系数. 对应的制动减速度为临界减速度

在同步附着系数路面上制动时, 才能使前、后轮同时抱死.

$$\varphi_0 = \frac{L\beta - b}{hg}$$

β 线位于 I 曲线下方, 制动时总是前轮先抱死.

β 线位于 I 曲线上方, ... 总是后轮先抱死.

五章 汽车的操纵稳定性

1. 汽车稳态转向特性一般分为不足转向、中性转向和过度转向；一般汽车应具有不足转向，因为过度转向是危险的汽车有失去稳定性的危险，即过度转向汽车达到临界车速时，因为 W_r/δ 等于无穷大，只要极微小的前轮转角，便会产生极大的横摆角速度，汽车的转向半径极小，汽车发生侧滑而侧滑或翻车。而中性转向汽车在使用条件变动时，有可能转变为过度转向特性。

2. 表征瞬态响应品质的参数有反应时间 t 、超调量 $\frac{W_{r1}}{W_{r0}} \times 100\%$ 、横摆角速度波动频率 W 、稳定时间 t_s ；评价瞬态响应特性的好坏有两方面：① 是行驶方向稳定性，即给汽车以转向角阶跃输入后，汽车能否达到新的稳定状况的问题 ② 是响应品质问题，即达到新的稳态前，其瞬态响应的特性如何。

3. 当车轮有侧向弹性时，即使侧偏力 F_y 没有达到附着极限，车轮行驶方向亦将偏离车轮平面 CL 的前方，这就是轮胎的侧偏现象。 $F_y = k\alpha$ (k —侧偏刚度，正值 α —侧偏角)

外侧倾侧向力 $F_{yr} = k_r \gamma$ $F_y = F_{ya} + F_{yr} = k\alpha + k_r \gamma$

4. 前轮角阶跃输入下进入的汽车稳态响应——等速圆周行驶

稳态横摆角速度增益 即转向灵敏度 $\frac{W_r}{\delta}$

$\frac{W_r}{\delta} = \frac{U/L}{1 + kU^2}$ 其中 $k = \frac{m}{L^2} (\frac{a}{k_1} - \frac{b}{k_2})$ k 为稳定性因数 单位为 s^2/m^2

① 当 $k=0$ 时， $\frac{W_r}{\delta} = U/L$ 中性转向 $R \approx L/\delta$

② 当 $k>0$ 时， $\frac{W_r}{\delta}$ 小于中性转向 不足转向 $U_{ch} = \sqrt{1/k}$ 为特征车速

③ 当 $k<0$ 时， $\frac{W_r}{\delta}$ 大于中性转向 过度转向 $U_{cr} = \sqrt{-1/k}$ 为临界车速

5. 前、后轮侧偏角绝对值之差 $(\alpha_1 - \alpha_2)$ 将前轮转角 δ 作为输入，转向半径 R 作为输出，则

$R = \frac{L}{\delta - (\alpha_1 - \alpha_2)}$ 当 $\alpha_1 - \alpha_2 = 0$ 中性转向 $\alpha_1 - \alpha_2 > 0$ 不足转向 $\alpha_1 - \alpha_2 < 0$ 过度转向

6. 转向半径的比 R/R_0 $R/R_0 = 1 + kU^2$

当 $R/R_0 = 1$ 即 $k=0$ 中性转向 当 $R/R_0 > 1$ 即 $k>0$ 不足转向 当 $R/R_0 < 1$ 即 $k<0$ 过度转向

7. 静态储备系数 $S.M$

使汽车前、后轮产生同一侧偏角的侧向力作用点为中性转向点。

中性转向点 C_n 距前轴的距离为 $a' = \frac{k_2}{k_1 + k_2} L$

静态储备系数 $S.M$ 就是中性转向点至前轴距离 a' 和汽车质心至前轴距离 a 之差 $(a' - a)$ 与轴距 L 之比

$S.M = \frac{a' - a}{L} = \frac{k_2}{k_1 + k_2} - \frac{a}{L}$

当 $S.M = 0$ 即 $a' = a$ 时为中性转向特性

当 $S.M > 0$ 即 $a' > a$ 时为不足转向特性 即在质心位置上作用的侧向力引起的前轮侧偏角 α_1 大于后轮的

当 $S.M < 0$ 即 $a' < a$ 时为过度转向特性。

此可解释空载与满载时汽车行驶稳定性

8. 侧倾中心 —— 车厢相对地面转动时的瞬时轴线称为车厢侧倾轴线。该轴线通过车厢在前、后轴处横断面上的瞬时转动中心，这两个瞬时中心称为侧倾中心。

侧倾外倾 —— 侧倾时车轮外倾角的变化。

侧倾转向 —— 在侧向力作用下，车厢发生倾侧，由车厢侧倾引起的车轮转向角的变化力。

第六章 汽车的平顺性

1. 机械振动对人体的影响 取决于振动的频率、强度、作用方向和持续时间。

垂直方向为 $4 \sim 12.5 \text{ Hz}$ 水平方向为 $0.5 \sim 2 \text{ Hz}$

2. $f = u/\lambda$ 其中 $n = \frac{1}{\lambda}$ λ - 波长

3. 一自由度

$$m_2 \ddot{z} + c(\dot{z} - \dot{q}) + k(z - q) = 0 \quad 2\pi = \frac{c}{m_2} \quad \omega_0^2 = \frac{k}{m_2}$$

固有频率 $f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m_2}}$

通解 $z = Ae^{-nt} \sin(\sqrt{\omega_0^2 - n^2}t + a)$ 有阻尼自由振动

$$H(j\omega)_{z-q} = \frac{z}{q} = \frac{k + j\omega c}{(-m_2\omega^2 + k) + j\omega c} \quad \lambda = \omega/\omega_0 \quad \gamma = c/(2\sqrt{km_2})$$

$$= \frac{1 + 2j\gamma\lambda}{1 - \lambda^2 + 2j\gamma\lambda} \quad \text{频率响应函数}$$

4. 二自由度

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z}_2 + c(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k(z_2 - z_1) = 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 + c(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k(z_1 - z_2) + k_t(z_1 - q) = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} m_2 \ddot{z}_2 + k(z_2 - z_1) = 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 + k(z_1 - z_2) + k_t z_1 = 0 \end{cases}$$

$$\omega_0 = \sqrt{k/m_2}$$

$$\omega_t = \sqrt{(k+k_t)/m_1}$$

无阻尼自由振动

$$\begin{vmatrix} (\omega_0^2 - \omega^2) & -\omega^2 \\ -\frac{k}{m_1} & (\omega_t^2 - \omega^2) \end{vmatrix} = 0$$

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2}(\omega_t^2 + \omega_0^2) \mp \sqrt{\frac{1}{4}(\omega_t^2 + \omega_0^2)^2 - \frac{k k_t}{m_2 m_1}}$$

$$\left(\frac{z_{10}}{z_{20}}\right) = \frac{\omega_0^2 - \omega_{1,2}^2}{\omega_0^2} = ?$$

$$G_x(t) = |H(t)|_{x-q}^2 G_q(t)$$

$$G_x^2 = \int_0^\infty G_x(t) dt = \int_0^\infty |H(t)|_{x-q}^2 G_q(t) dt$$

$$\frac{T_{\text{avg}} \eta_T}{\gamma} = G_f + G_i + \frac{C_0 A U_a^2}{21.15} + 8m \frac{du}{dt}$$

$$P_e = \eta_T \left(\frac{G_f U_a}{3600} + \frac{G_i U_a}{3600} + \frac{C_0 A U_a^3}{76140} + \frac{8m U_a}{3600} \frac{du}{dt} \right) \quad P_{29}$$

$$\dot{V}_{g_{\max}} \geq \frac{G(L + C_{\max} + S_{\max}) \gamma}{T_{g_{\max}} \eta_T}$$

$$\dot{V}_{gl} \geq \frac{G(L + 1.32 C_{\max} + S_{\max}) \gamma}{T_{g_{\max}} \eta_T}$$

$$S = \frac{1}{3.6} (G_f + \frac{G_i}{2}) U_a + \frac{U_a^2}{25.92 C_{\max}}$$

$$F_{z1} = \frac{G}{L} (b + \varphi h g) \quad F_{z2} = \frac{G}{L} (L - a - \varphi h g)$$

$$\varphi_0 = \frac{Lb - b}{hg}$$

$$\frac{w_r}{g} = \frac{w/c}{1 + k w^2} \quad k = \frac{m}{L^2} \left(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1} \right)$$

$$\omega = \frac{c}{2\sqrt{m_2 k}}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m_2}} \quad f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

$$\frac{z}{g} = \frac{k + j\omega}{-m_2 \omega^2 + k + j\omega}$$

$$z = A e^{-nt} \sin(\sqrt{\omega_0^2 - n^2} t + a)$$

$$m_2 \ddot{z} + C(\dot{z} - \dot{q}) + K(z - q) = 0$$

$$\frac{1}{m_1} \left(\frac{w_0^2 - w^2}{w_0^2 - w^2} - \frac{w_0^2}{w_0^2 - w^2} \right) = 0$$

$$\left| \frac{1}{m_1} \frac{w_0^2 - w^2}{w_0^2 - w^2} - \frac{w_0^2}{w_0^2 - w^2} \right| = 0$$

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} (\omega_1^2 + \omega_2^2) \mp \sqrt{\frac{1}{4} (\omega_1^2 + \omega_2^2)^2 - \frac{k k_c}{m_2 m_1}}$$

$$\frac{z_1}{g} = \frac{k_c}{-m_1 \omega^2 + k + k_c + j\omega}$$

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{k + j\omega}{-m_2 \omega^2 + k + j\omega}$$

$$\frac{b}{2} \sqrt{b^2 - k_c}$$

$$\frac{z_2}{g} = \frac{z_2}{z_1} \frac{z_1}{g}$$

$$G_x(t) = |H(f)|^2 G_q(t)$$

$$W_x^2 = \int_0^\infty G_x(t) dt$$

$$m_2 \ddot{z}_2 + C(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + K(z_2 - z_1) = 0$$

$$m_1 \ddot{z}_1 + C(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + K(z_1 - z_2) + k(z_1 - q) = 0$$

$$O_{\ddot{z}_2}^2 = \int_0^\infty \left| \frac{\ddot{z}_2}{g} \right|^2 G_q(t) dt = 4\pi^2 G_q(\omega_0) \int_0^\infty \left| \frac{\ddot{z}_2}{g} \right|^2 dt$$