

## 第一章

### 、试说明轮胎滚动阻力的定义、产生机理和作用形式

答：1) 定义：汽车在水平道路上等速行驶时受到的道路在行驶方向上的分力称为滚动阻力。2

) 产生机理：由于轮胎内部摩擦产生弹性轮胎在硬支撑路面上行驶时加载变形曲线和卸载变形曲线不重合会有能量损失，即弹性物质的迟滞损失。这种迟滞损失表现为一种阻力偶。

当车轮不滚动时，地面对车轮的法向反作用力的分布是前后对称的；当车轮滚动时，由于弹性迟滞现象，处于压缩过程的前部点的地面法向反作用力就会大于处于压缩过程的后部点的地面法向反作用力，这样，地面法向反作用力的分布前后不对称，而使他们的合力  $F_a$  相对于法线前移一个距离  $a$ ，它随弹性迟滞损失的增大而变大。即滚动时有滚动阻力偶矩  $T_f = F_z a$  阻碍车轮滚动。

3) 作用形式：滚动阻力  $F_f = fW$   $F_f = \frac{T_f}{r}$  ( $f$  为滚动阻力系数)

### 、滚动阻力系数与哪些因素有关

提示：滚动阻力系数与路面种类、行驶车速以及轮胎的构造、材料、气压等有关。

、确定一轻型货车的动力性能（货车可装用 4 档或 5 档变速器，任选其中的一种进行整车性能计算）：

- 1) 绘制汽车驱动力与行驶阻力平衡图。
- 2) 求汽车的最高车速、最大爬坡度及克服该坡度时相应的附着率。
- 3) 绘制汽车行驶加速倒数曲线，用图解积分法求汽车有 II 档起步加速行驶至 70km/h 的车速—时间曲线，或者用计算机求汽车用 II 档起步加速至 70km/h 的加速时间。

轻型货车的有关数据：

汽油发动机使用外特性的  $T_q$ — $n$  曲线的拟合公式为

$$T_q = -19.13 + 259.27\left(\frac{n}{1000}\right) - 165.44\left(\frac{n}{1000}\right)^2 + 40.874\left(\frac{n}{1000}\right)^3 - 3.8445\left(\frac{n}{1000}\right)^4$$

式中， $T_q$  为发动机转矩 ( $N \cdot m$ )； $n$  为发动机转速 ( $r / \min$ )。

发动机的最低转速  $n_{\min}=600r/\min$ ，最高转速  $n_{\max}=4000 r / \min$

装载质量 2000kg  
 整车整备质量 1800kg  
 总质量 3880 kg  
 车轮半径 m  
 传动系机械效率  $\eta \tau =$   
 波动阻力系数  $f =$   
 空气阻力系数  $\times$  迎风面积  $CDA = m^2$   
 主减速器传动比  $i_0 =$   
 飞轮转动惯量  $I_f = \cdot m^2$   
 二前轮转动惯量  $I_{w1} = \cdot m^2$   
 四后轮转动惯量  $I_{w2} = \cdot m^2$   
 变速器传动比  $i_g$  (数据如下表)

	I 挡	II 挡	III 挡	IV 挡	V 挡
四挡变速器	6.09	3.09	1.71	1.00	—
五挡变速器	5.56	2.769	1.644	1.00	0.793

轴距  $L =$   
 质心至前轴距离 (满载)  $a =$   
 质心高 (满载)  $hg =$

解答:

1) (取四档为例)

$$\left. \begin{array}{l}
 \text{由} \\
 F_t \rightarrow Tq \\
 Tq \rightarrow n \\
 u \rightarrow n
 \end{array} \right\} \Rightarrow F_t \rightarrow u$$

即

$$F_t = \frac{T_{q0} i_g i_o}{r}$$

$$Tq = -19.13 + 259.27 \left(\frac{n}{1000}\right) - 165.44 \left(\frac{n}{1000}\right)^2 + 40.874 \left(\frac{n}{1000}\right)^3 - 3.8445 \left(\frac{n}{1000}\right)^4$$

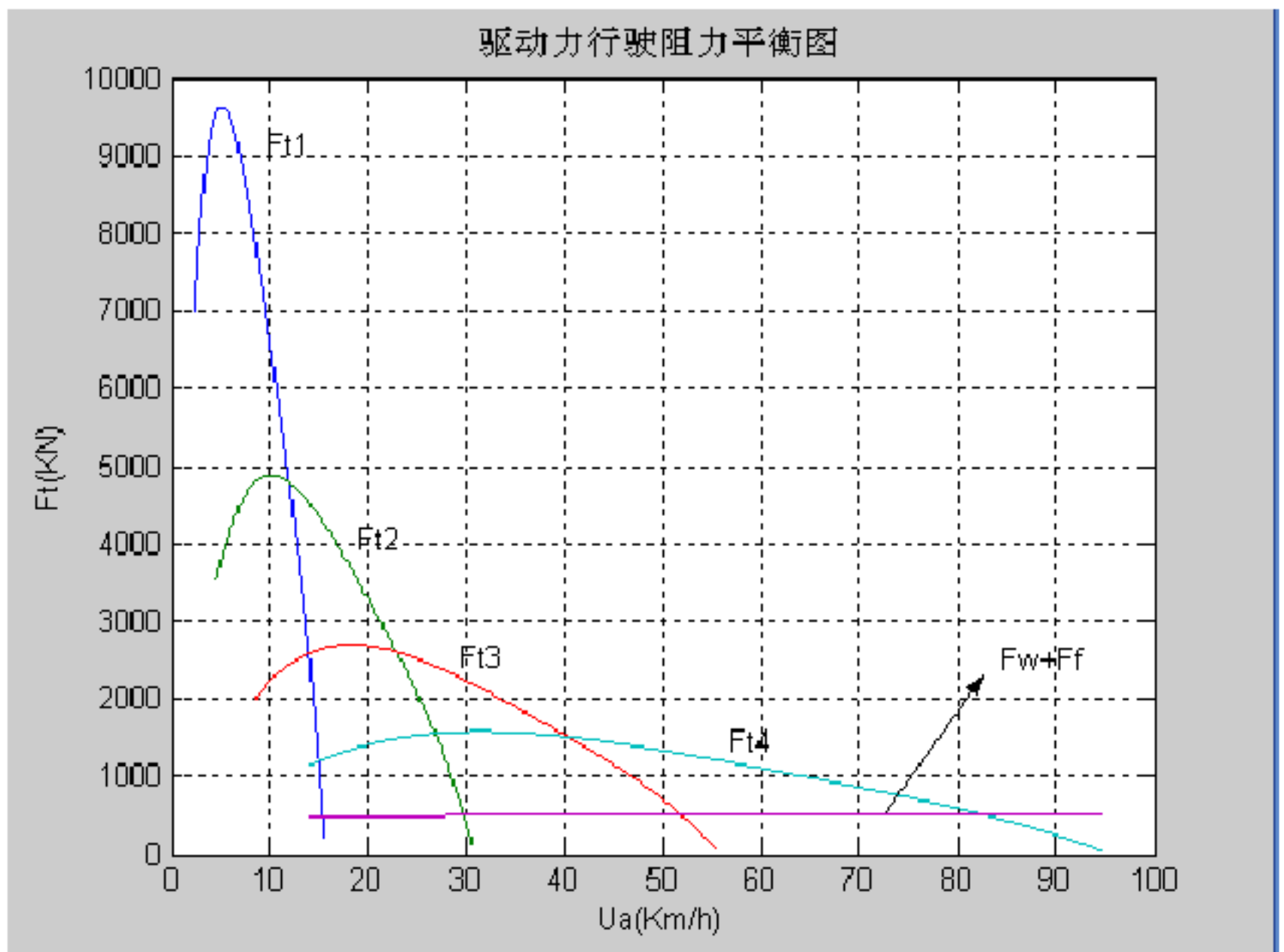
$$u = \frac{0.377 r n}{i_g i_o}$$

行驶阻力为  $F_f + F_w$  :

$$F_f + F_w = Gf + \frac{C_D A}{21.15 a} U^2$$

$$= 494.312 + 0.131 U^2$$

由计算机作图有



※本题也可采用描点法做图:

由发动机转速在  $n_{\min} = 600r/\min$ ,  $n_{\max} = 4000r/\min$ , 取六个点分别代入公式:

.....

2) (1)最高车速:

$$\text{有 } F_t = F_f + F_w$$

$$\Rightarrow F_t = 494.312 + 0.131U_a^2$$

分别代入  $U_a$  和  $F_t$  公式:

$$\frac{T \cdot 6.9 \cdot 5.83 \cdot 0.85}{q \cdot 0.367} = 494.312 + 0.131 \left( \frac{0.377 \cdot 0.3697n}{5.83 \cdot 6.09} \right)^2$$

把  $T$  的拟和公式也代入可得:

$$n > 4000$$

$$\text{而 } n_{\max} = 4000 \text{ r/min}$$

$$\therefore U_{\max} = 0.377 \cdot \frac{0.367 \cdot 4000}{1.0 \cdot 5.83} = 94.93 \text{ Km/h}$$

(2)最大爬坡度:

挂 I 档时速度慢,  $F_w$  可忽略:

$$\Rightarrow F_i = F_{t \max} - (F_f + F_w)$$

$$Gi = F_{t \max} - Gf$$

$$\Rightarrow$$

$$\Rightarrow i_{\max} = \frac{F_{t \max}}{G} - f = \frac{14400}{3880 \cdot 9.8} - 0.013$$

=

(3) 克服该坡度时相应的附着率  $\varphi = \frac{F_x}{F_z}$

忽略空气阻力和滚动阻力得:

$$\varphi = \frac{F_i}{F_z} = \frac{i}{a/\pi} = \frac{il}{a} = \frac{0.366 \cdot 3.2}{1.947} = 0.6$$

3) ①绘制汽车行驶加速倒数曲线 (已装货):

$$\frac{1}{a} = \frac{dt}{du} = \frac{\delta}{g(D-f)} \quad \left( D = \frac{F_t - F_w}{G} \text{ 为动力因素} \right)$$

$$\delta = 1 + \frac{1}{m} \frac{\sum I_w}{r^2} + \frac{1}{m} \frac{I_{f0} i_g^2 i_0^2 \eta_T}{r^2}$$

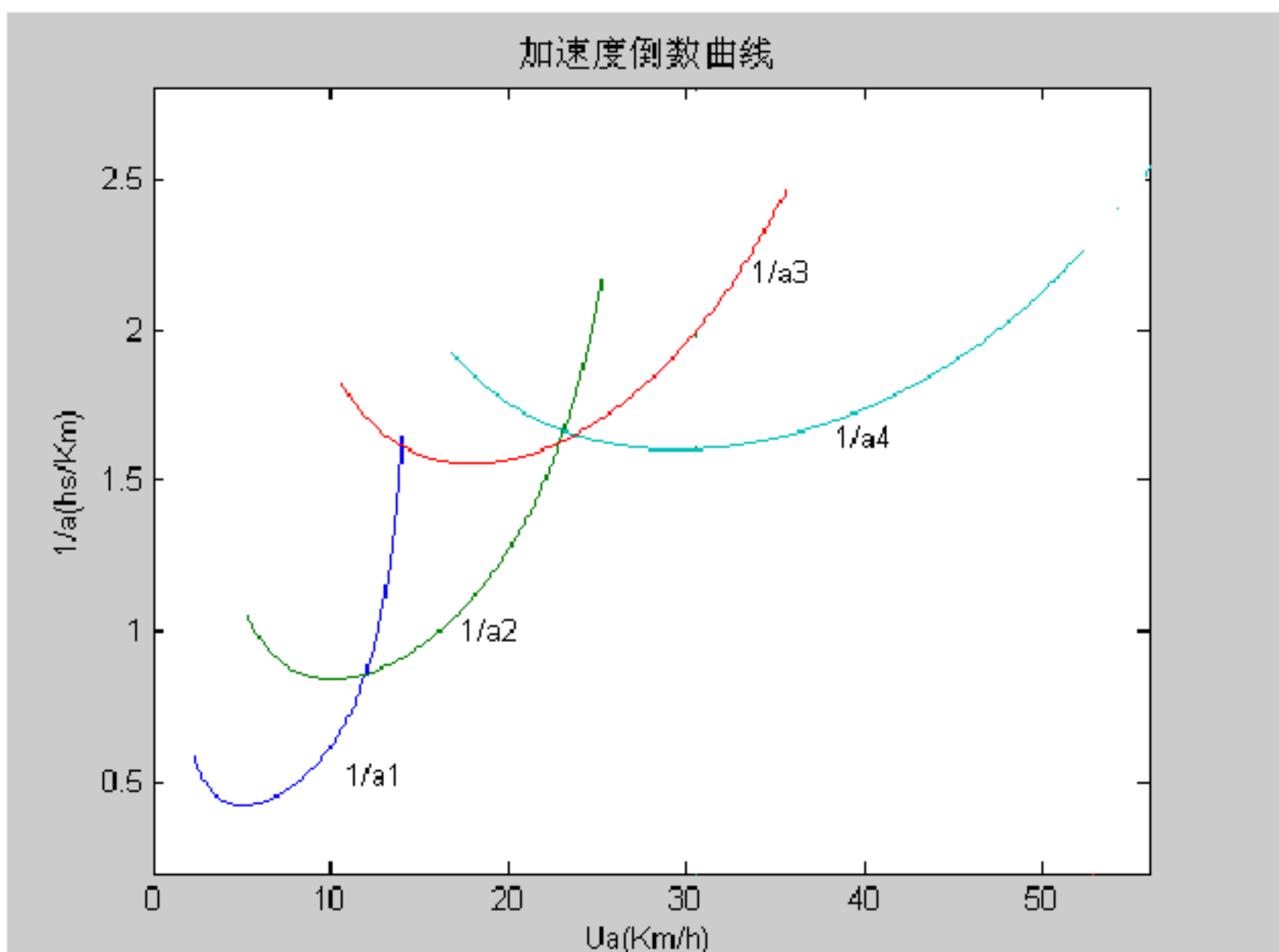
$$\text{II 时,} \quad = 1 + \frac{1}{3800} \frac{1.798 + 3.598}{0.367^2} + \frac{1}{3800} \frac{0.218 \cdot 3.09^2 \cdot 5.83^2 \cdot 0.85}{0.367^2}$$

$$F_t = \frac{q g o T}{r}$$

$$Tq = -19.13 + 259.27 \left( \frac{n}{1000} \right) - 165.44 \left( \frac{n}{1000} \right)^2 + 40.874 \left( \frac{n}{1000} \right)^3 - 3.8445 \left( \frac{n}{1000} \right)^4$$

$$F_w = \frac{C_D A}{21.15} U_a^2$$

由以上关系可由计算机作出图为：



②用计算机求汽车用IV档起步加速至 70km/h 的加速时间。

(注: 载货时汽车用 II 档起步加速不能至 70km/h)

由运动学可知:

$$dt = \frac{1}{a} du$$

$$\Rightarrow t = \int_0^1 \frac{1}{a} du = A$$

即加速时间可用计算机进行积分计算求出, 且  $\frac{1}{a} - u$  曲线下两速度间的面积就是通过此速度去件的加速时间。

经计算的时间为:

### 、空车、满载时汽车动力性有无变化为什么

答: 汽车的动力性指汽车在良好路面上直线行驶时, 由纵向外力决定的所能达到的平均行驶速度。

汽车的动力性有三个指标: 1) 最高车速 2) 加速时间 3) 最大爬坡度

且这三个指标均于汽车是空载、满载时有关。

### 、如何选择汽车发动机功率

答: 依据 (原则):

常先从保证汽车预期的最高车速来初步选择发动机应有的功率。

[从动力性角度出发] 这些动力性指标:  $u_{\max}, i, t_j$

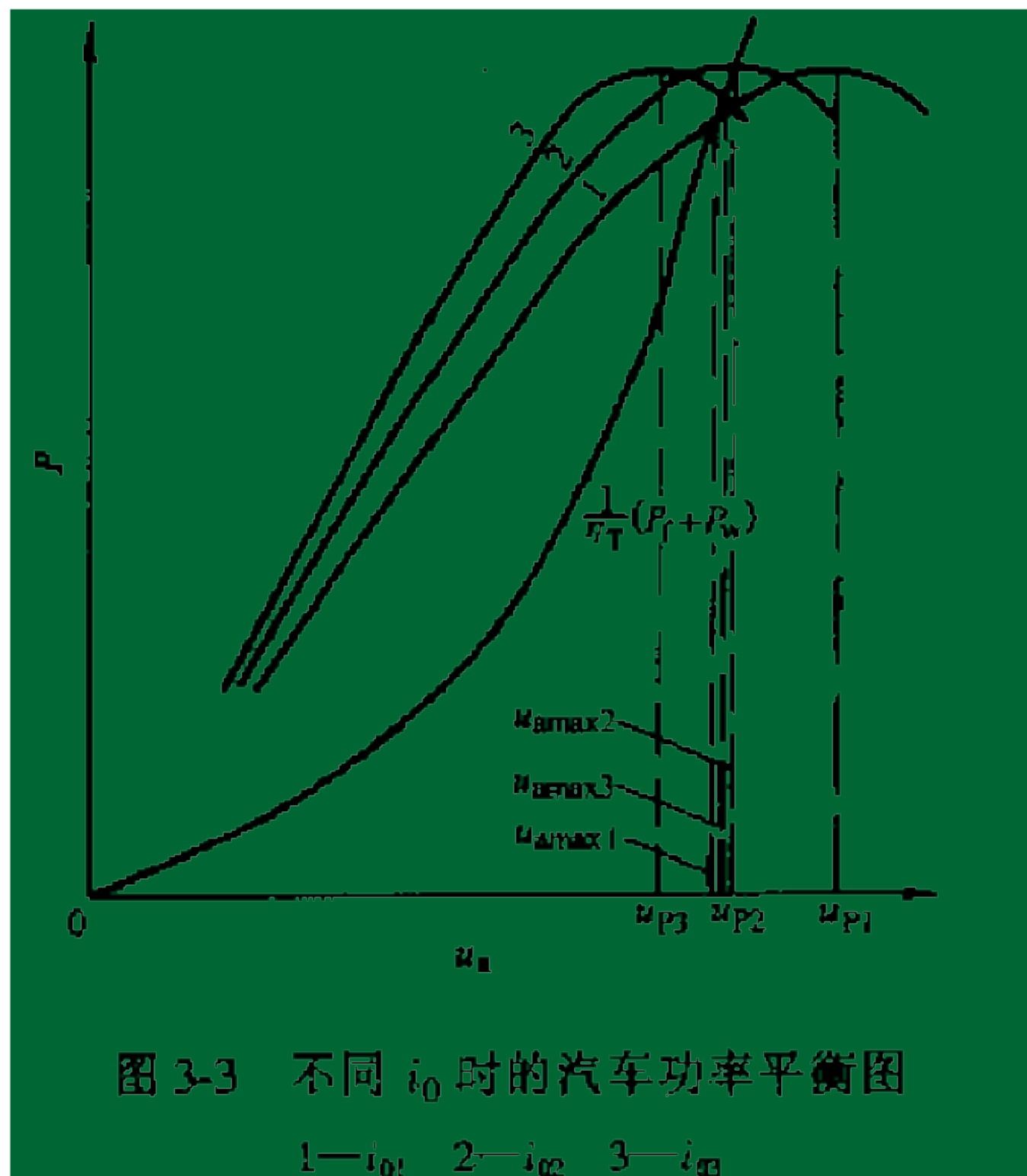
$$P_e \geq 1 \left( P_{fGf} + P_w \right)$$

$$P_e = \frac{1}{\eta} \left( \frac{fGf}{3600} \frac{u}{a_{\max}} + \frac{C_D A}{76140} \frac{u^3}{a_{\max}} \right)$$

发动机的最大功率应满足上式的计算结果, 但也不宜过大, 否则会因发动机负荷率偏低影响汽车的燃油经济性。(详见第三章课件)

### 、超车时该不该换入低一档的排档

答: 可参看不同  $i_0$  时的汽车功率平衡图:



显而易见，当总的转动比较大时，发动机后备功率大，加速容易，更易于达到较高车速。

、统计数据表明，装有~2L 排量发动机的轿车，若是前置发动机前轮驱动。)轿车，其平均的轴负荷为汽车总重力的%；若是前置发动机后轮驱动。)轿车，其平均的前轴负荷为汽车总重力的%。设一轿车的轴距  $L=$ ，质心高度  $h=$ 。试比较采用. 及 F. R. 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 F. F. 型轿车在  $\phi=0.2$  及  $0.7$  路面上的附着力，并求由附着力所决定的权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  $F_w=0$ ）。其他有关参数为： $m=1600\text{kg}$ ， $C_D=$ ， $A=\text{m}^2$ ， $f=$ ， $\delta=$ 。

答：1) 对于 F-F 型轿车：

最大驱动力等于前轮附着力

$$F_{xbmax} = F_{\varphi} = F_z \varphi = 61.5\%mg\varphi$$

对于 F-R 型轿车：

最大驱动力等于后轮附着力

$$\begin{aligned} F_{xbmax} &= F_{\varphi} = F_z \varphi = (1 - 55.7\%)mg\varphi \\ &= 44.3\%mg\varphi \end{aligned}$$

显然 F-F 型轿车总的附着力利用情况较好。

2 > (1) 对于  $\varphi = 0.2$  :

$$F_{xbmax} = F_{\varphi} = F_z \varphi = 1928.64 N$$

$$\text{极限车速: } F_{xbmax} = F_f + F_w = Gf + \frac{C_D}{21.15} \frac{A}{a} U^2$$

$$\Rightarrow U_{amax} = 194.8 km/h$$

$$\text{极限爬坡度: } F_{xbmax} = F_f + F_i = Gf + Gi$$

$$\Rightarrow i_{max} = \frac{F_{xbmax}}{G} - f$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow i_{max} &= \frac{1928.64}{1600 * 9.8} - 0.02 \\ &= 0.13 \end{aligned}$$

$$\text{极限加速度: } F_{xbmax} = F_f + F_j = Gf + \delta m \frac{dU}{dt}$$

$$\Rightarrow \left(\frac{dU}{dt}\right)_{max} = \frac{F_{xbmax} - Gf}{\delta m} = 1.01 km/(hs)$$

(2) 同理可有：当  $\varphi = 0.7$  时，

$$U_{amax} = 388.0 km/h$$

$$i_{max} = 0.4105$$

$$\left(\frac{dU}{dt}\right)_{max} = 4.023 km/(hs)$$

、一轿车的有关参数如下：

总质量 1600kg；质心位置：a=1450mm，b=1250mm，hg=630mm；发动机最大扭矩 Memax =140N·m；I 挡传动比 i1=；主减速器传动比 io=4.08；传动效率 ηm=；车轮半径 r =300mm；飞轮转动惯量 If=·m<sup>2</sup>；全部车轮的转动惯量 ΣIw=·m<sup>2</sup>（其中，前轮的 Iw = kg·m<sup>2</sup>，后轮的 Iw = kg·m<sup>2</sup>）。

若该轿车为前轮驱动，问：当地面附着系数为μ时，在加速过程中发动机扭矩能否充分发挥而产生应有的最大加速度应如何调整重心在前、后方向的位置（即 b 值），才可以保证

获得应有的最大加速度。若令  $\frac{b}{L} \times 100\%$  为前轴负荷率，求原车的质心位置改变后，该车的前轴负荷率。

解题时，为计算方便，可忽略滚动阻力与空气阻力。

解：<1> 先求汽车质量换算系数 δ：

$$\delta = 1 + \frac{1}{m} \frac{\Sigma I_w}{r^2} + \frac{1}{m} \frac{I_f i_g^2 i_0^2 \eta_T}{r^2}$$

代入数据有：δ =

若地面不发生打滑，此时，地面最大驱动力

$$F_{xblmax} = F_t = \frac{T i_g i_0 \eta_T}{r}$$

$$\Rightarrow F_{xblmax} = 6597.36N$$

由于不计滚动阻力与空气阻力，即  $F_f, F_w = 0$

这时汽车行驶方程式变为

$$F_t = F_i + F_j$$

$$\frac{T i_g i_0 \eta_T}{r} = G i + \delta m \frac{du}{dt}$$

$$\frac{T i_g i_0 \eta_T}{r} = 140N \cdot M$$

当  $Q = eMax$  代入有：

$$\Rightarrow \left(\frac{du}{dt}\right)_{\max} = 2.91$$

再由

$$F_{z1} = G \frac{b}{L} - \frac{h}{L} \left( G \sin \alpha + m \frac{du}{dt} + F_w \right)$$

$$= G \frac{b}{L} - \frac{h}{L} m \frac{du}{dt}$$

将  $\left(\frac{du}{dt}\right)_{\max}$  代入上式有

$$F_{z1 \min} = 6180.27 N$$

此时：
$$\frac{F_{xb1}}{F_{z1}} > 0.6$$

将出现打滑现象，

所以：在加速过程中发动机扭矩不能充分发挥。

<2> 调整：

要使发动机扭矩能充分发挥，则：

应使：
$$\frac{F_{xb1}}{F_{z1}} = 0.6$$

其中：
$$F_{xb1} = 6597.36 N$$

则由公式：
$$F_{z1} = G \frac{b}{L} - \frac{h}{L} m \frac{du}{dt}$$

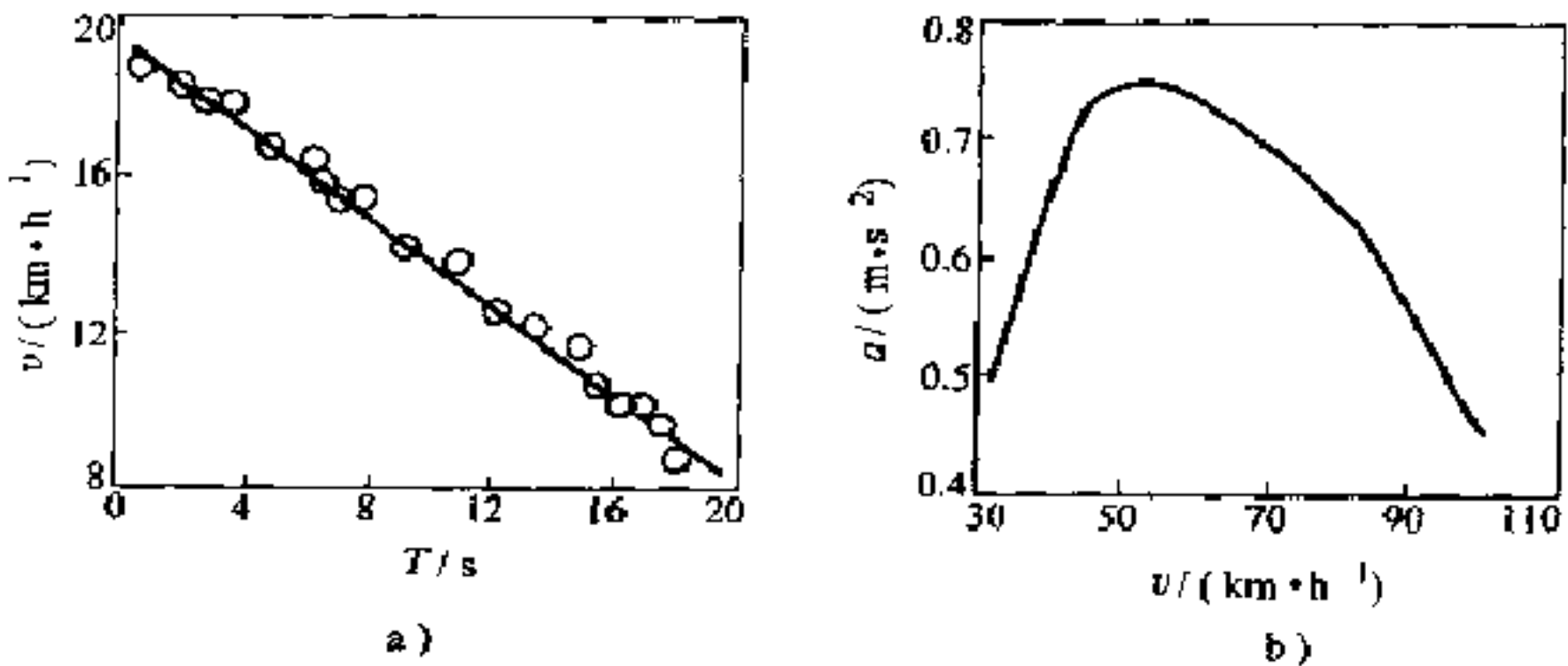
得出：b=

∴ 前轴负荷率为：
$$\frac{b}{L} * 100\% = \frac{1704.6}{(1250 + 1450)} * 100\%$$

$$= 63.1\%$$

、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  $i_o =$ ，  
 变速器传动比：一档：，二档：，三档：，四档：，五档：0.86。质心高度  $h_g =$ ， $CDA = \text{m}^2$ ，  
 轴距  $L =$ ，飞轮转动惯量  $I_f = \text{kg} \cdot \text{m}^2$ ，四个车轮总的转动惯量  $I_w = \text{m}^2$ ，车轮半径  $r =$ 。  
 该车在附着系数  $\psi =$  的路面上低速滑行曲线和直接挡加速曲线如习题图 1 所示。图上给出了  
 滑行数据的拟合直线  $v = -$ ， $v$  的单位为  $\text{km/h}$ ， $T$  的单位为  $\text{s}$ ，直接挡最大加速度  $a_{\max}$   
 $= \text{s}^2$  ( $u_s = 50 \text{km/h}$ )。设各挡传动效率均为，求：

- 1) 汽车在该路面上的滚动阻力系数。
- 2) 求直接挡的最大动力因素。
- 3) 在此路面上该车的最大爬坡度。



习题图 1 低速滑行曲线与直接挡加速度曲线

a) 滑行试验 b) 加速试验

答：1) 由汽车行驶方程式：

$$F_t = F_f + F_w + F_i + F_j$$

低速滑行时,  $F_w \approx 0$   $F_j \approx 0$

此时:  $F_t \approx F_f$

由低速滑行曲线拟合直线公式可得：

$$f = \left| \frac{\delta dv}{gdt} \right| = \left| \frac{\delta(19.76 - 0.59T)}{gdt} \right| = 0.060$$

$$i_g = 1$$

2> 直接档, <以四档为例>

先求汽车质量换算系数  $\delta$  :

$$\delta = 1 + \frac{1}{m} \sum \frac{I_w}{r^2} + \frac{1}{m} \frac{I_{f0} i_{g0} i_{20} i_{2\eta T}}{r^2}$$

$$\delta = 1.0266$$

代入数据得:

再有动力因素公式:

$$D = \phi + \frac{\delta dU}{gdt}$$

其中:  $\phi = f + i = f + 0 = 0.060$

所以:  $D_{\max} = \phi + \frac{\delta}{g} \left( \frac{dU}{dt} \right)_{\max}$

而:  $\left( \frac{dU}{dt} \right)_{\max} = 0.75 m/s^2$

$$\therefore D_{\max} = 0.060 + \frac{1.0266}{9.81} * 0.75 * 3.6$$

$$= 0.34255$$

3> 由  $D_{\max} = \phi + \frac{\delta}{g} \left( \frac{dU}{dt} \right)_{\max}$

可得, 最大爬坡度为:

$$i_{\max} = D_{\max} - f$$

$$\Rightarrow i_{\max} = 0.28255$$

$$\Rightarrow \alpha_{\max} = 16.41^\circ$$

## 第二章

、“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：均不正确。

①由燃油消耗率曲线知：汽车在中等转速、较大档位上才是最省油的。此时，后备功率较小，发动机负荷率较高燃油消耗率低，百公里燃油消耗量较小。

②发动机负荷率高只是汽车省油的一个方面，另一方面汽车列车的质量利用系数（即装载质量与整备质量之比）大小也关系汽车是否省油。 ，

、试述无级变速器与汽车动力性、燃油经济性的关系。

提示：①采用无级变速后，理论上克服了发动机特性曲线的缺陷，使汽车具有与等功率发动机一样的驱动功率，充分发挥了内燃机的功率，大地改善了汽车动力性。②同时，发动机的负荷率高，用无级变速后，使发动机在最经济工况机会增多，提高了燃油经济性。

、用发动机的“最小燃油消耗特性”和克服行驶阻力应提供的功率曲线，确定保证发动机在最经济工况下工作的“无级变速器调节特性”。

答：① 无级变速器传动比  $i'$  与发动机转速及期限和行驶速度之间有如下关系：

$$i' = 0.377 \frac{nr}{i_0 u_a} = A \frac{n}{u_a}$$

（式中 A 为对某汽车而言的常数  $A = 0.377 \frac{r}{T_0}$ ）

当汽车一速度  $u_a'$  在一定道路沙锅行驶时，根据应该提供的功率：

$$P'_e = \frac{P_\phi + P_w}{\eta_T}$$

由“最小燃油消耗特性”曲线可求出发动机经济的工作转速为 $n'_e$ 。

将 $u'_a$ ， $n'_e$ 代入上式，即得无级变速器应有的传动比 $i'$ 。带同一 $\phi$ 植的道路上，不同车速时无级变速器的调节特性。

### 、如何从改进汽车底盘设计方面来提高燃油经济性

提示：①缩减轿车总尺寸和减轻质量

大型轿车费油的原因是大幅度地增加了滚动阻力、空气阻力、坡度阻力和加速阻力。为了保证高动力性而装用的大排量发动机，行驶中负荷率低也是原因之一。

②汽车外形与轮胎

降低 $C_D$ 值和采用子午线轮胎，可显著提高燃油经济性。

### 、为什么汽车发动机与传动系统匹配不好会影响汽车燃油经济性与动力性试举例说明。

提示：发动机最大功率要满足动力性要求（最高车速、比功率）]

① 最小传动比的选择很重要，（因为汽车主要以最高档行驶）

若最小传动比选择较大，后备功率大，动力性较好，但发动机负荷率较低，燃油经济性较差。若最小传动比选择较小，后备功率较小，发动机负荷率较高，燃油经济性较好，但动力性差。

② 若最大传动比的选择较小，汽车通过性会降低；若选择较大，则变速器传动比变化范围较大，档数多，结构复杂。

③ 同时，传动比档数多，增加了发动机发挥最大功率的机会，提高了汽车的加速和爬坡能力，动力性较好；档位数多，也增加了发动机在低燃油消耗率区工作的可能性，降低了油耗，燃油经济性也较好。

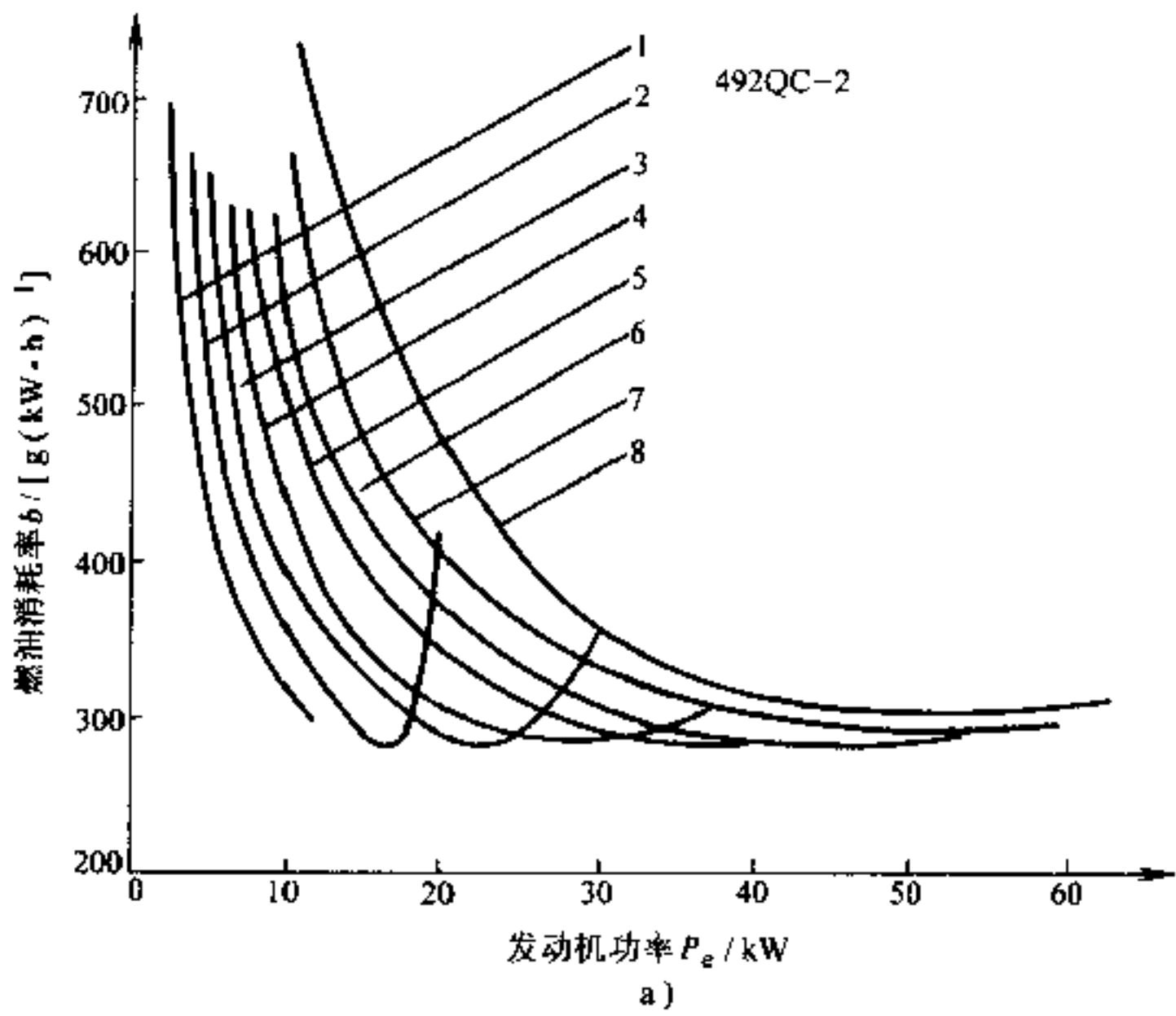
### 、试分析超速挡对汽车动力性和燃油经济性的影响。

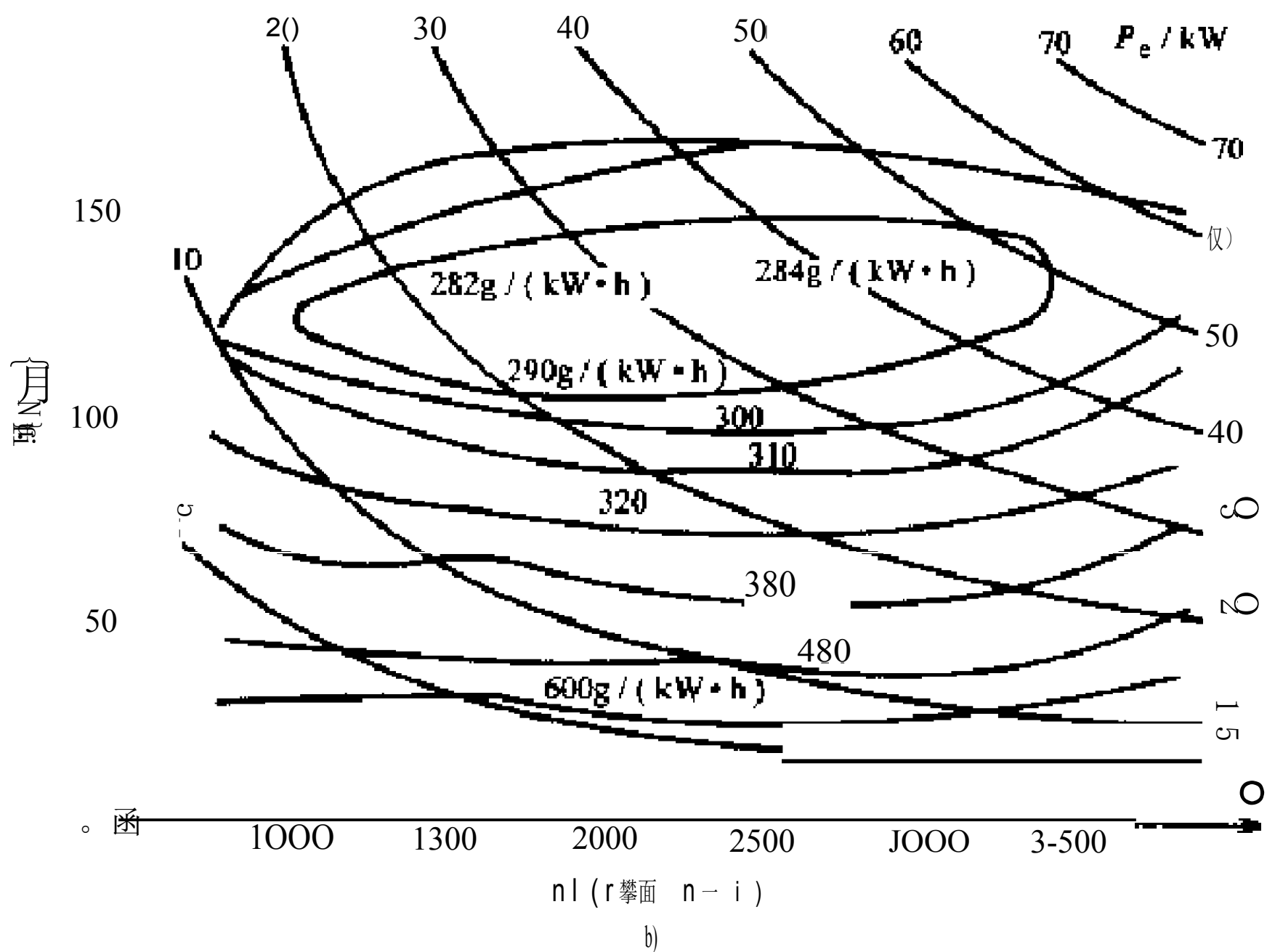
提示：因为汽车并不经常以此速度行驶，低速档只要满足动力性的要求。

、习题图 2 是题中货车装用汽油发动机的负荷特性与万有特性。负荷特性曲线的拟合公式为

$$b = B_0 + B_1 P_e + B_2 P_e^2 + B_3 P_e^3 + B_4 P_e^4$$

式中,  $b$  为燃油消耗率 [ $\text{g} / (\text{kw} \cdot \text{h})$ ];  $P_e$  为发动机净功率 ( $\text{kw}$ )。





习题图 2 汽油发动机的负荷特性与万有特性

且) 负荷特性 b) 万有特性

1—815r/min 2—1207 r/min 3—1614r/min 4—2012r/min 5—2603r/min

6—3403 r/min 7—3403r/min 8—3884 r/min

$n_1$ (r/min)	$n_2$	B1	B1	B3	B <sub>3</sub>
815	1326.8	-416.46	72.3	-58629	0.17768
1207	1354.7	-303.98	36.657	-2.0553	0.1207
1614	1284.4	-189.75	14.524	-0.51184	0.0068164
2012	1121.9	-121.59	7.0035	0.1207	0.001255
2603	1141.0	-98.8	4.4763	-0.0012	0.1207
3403	1051.2	-73.314	2.8593	0.05138	0.1207
3403	1233.9	-84.475	2.9788	-0.047449	0.1207
3884	112.7	-45.291	0.71113	-0.047449	0.1207

拟合式中的系数为

$$Q_{id} = 0.299 mL/s \quad (\text{怠速转速 } 400r/min)。$$

计算与绘制题中货车的

- 1) 汽车功率平衡图。
- 2) 最高档与次高档的等速百公里油耗曲线。

或利用计算机求货车按 JB3352—83 规定的六工况循环行驶的百公路油耗。计算中确定燃油消耗率值  $b$  时，若发动机转速与负荷特性中给定的转速不相等，可由相邻转速的两根曲线用插值法求得。

六工况循环的参数如下表

工况	累积行程/m	时间/s	累积时间/s	车速/ (km·h <sup>-1</sup> )	说明
I	50	7.2	7.2	25	等速
II	200	16.7	23.9	25~40	匀加速度为0.
III	450	22.5	46.4	40	等速
IV	625	14.0	60.4	40~50	匀加速度为0.
V	875	18.0	78.4	50	等速
VI	1075	19.3	97.7	50~25	匀加速度为0.

参看图 2-2。(汽油的密度是  $cm^3$ ) )

答：1) <考虑空车的情况>

发动机输出功率：

$$P_e = \frac{q \cdot g \cdot o \cdot \eta}{r} \cdot T \cdot i \cdot i \cdot u_a / 3600$$

$$Tq = -19.13 + 259.27 \left( \frac{n}{1000} \right) - 165.44 \left( \frac{n}{1000} \right)^2 + 40.874 \left( \frac{n}{1000} \right)^3 - 3.8445 \left( \frac{n}{1000} \right)^4$$

$$u_a = \frac{0.377rn}{i \cdot i \cdot g \cdot o}$$

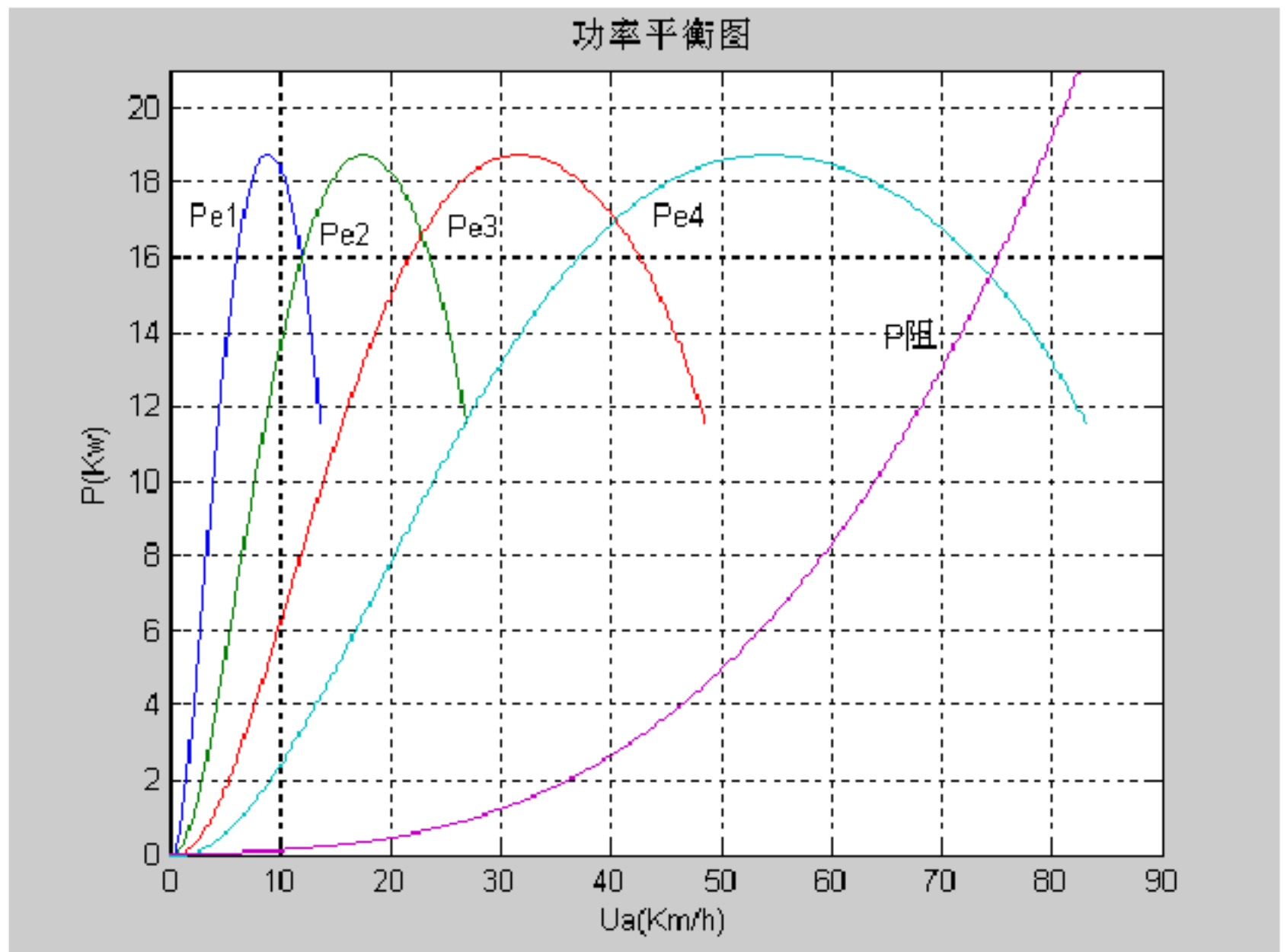
由以上三条关系式，可以绘出各个档位下发动机的有效功率图。

再有阻力功率：

$$\frac{P_f + P_w}{\eta_T} = \frac{1}{\eta_T} \left( \frac{Gf \cdot u_a}{3600} + \frac{C_D A \cdot u_a^3}{76140} \right)$$

$$= 7.647 \cdot 10^{-3} \frac{u_a}{a} + 3.638 \cdot 10^{-5} \frac{u_a^3}{a}$$

由以上信息作出汽车功率平衡图如下：



2) <考虑满载时情况>

等速百公里油耗公式：

$$Q_s = \frac{P_b}{1.02 u_a \rho g} \quad (L/100Km)$$

$$u_a = \frac{0.377 r n}{i_1 i_2 g o}$$

$$\left. \begin{matrix} n \\ p_e \end{matrix} \right\} \Rightarrow b$$

由

① 最高档时:  $i_g = 1$ , 不妨取  $P_e = 18\text{Kw}$

i:  $n=815\text{r/min}$ , 即  $u_a = 19.34 \text{ Km/h}$

由负荷特性曲线的拟合公式:

$$b = B_0 + B_1 P_e + B_2 P_e^2 + B_3 P_e^3 + B_4 P_e^4$$

$$\Rightarrow b = 1740.2 \text{ g/(Kw} \cdot \text{h)}$$

$$\Rightarrow Q_s = \frac{P_e b}{1.02 u_a \rho g} = 231.2 \text{ L}$$

ii:  $n=1207\text{r/min}$ , 即  $u_a = 28.64 \text{ Km/h}$

由负荷特性曲线的拟合公式得:

$$\Rightarrow b = 295.0 \text{ g/(Kw} \cdot \text{h)}$$

$$\Rightarrow Q_s = 26.0 \text{ L}$$

iii:  $n=1614\text{r/min}$ , 即  $u_a = 38.30 \text{ Km/h}$

由负荷特性曲线的拟合公式得:

$$\Rightarrow b = 305.2 \text{ g/(Kw} \cdot \text{h)}$$

$$\Rightarrow Q_s = 20.5 \text{ L}$$

iv:  $n=2603\text{r/min}$ , 即  $u_a = 61.77 \text{ Km/h}$

由负荷特性曲线的拟合公式得: