

建立四类代表车型的理论油耗模型

章后忠¹, 潘玉利², 程珊珊², 程正亮³

(1. 安徽省公路管理局, 安徽 合肥 230022; 2. 交通部公路科学研究所, 北京市 100088; 3. 安庆市公路管理局, 安徽 安庆 246003)

摘要: 通过大规模野外油耗实验对理论油耗模型进行标定, 建立了四种代表车型的理论油耗模型, 并分析了道路特征包括坡度、平整度、曲度等与汽车单位油耗之间的关系。

关键词: 汽车油耗; 理论模型; 标定建立

汽车油耗是道路用户费用的一个主要组成部分, 在很多道路投资经济分析方法中, 都是通过将其作为汽车运营成本的一定比例来估计汽车总运营费用。因此对各类汽车在不同的运行条件下, 尤其是在不同道路条件下所产生的不同油耗进行分析、预测一直是各国道路经济学家非常重视的一个研究课题。

一般研究认为, 影响汽车油耗的因素有三十多种, 概括起来主要是三大类, 即汽车自身特性、道路交通条件和自然环境。由于我国汽车与国外行驶的汽车有着不同的汽车特性和不同的交通特点, 而这些因素都会对油耗产生很大的影响; 因此在对我国道路投资效益进行综合分析时, 非常有必要针对在我国比较具有代表性的几类车型建立符合我国国情的汽车油耗预测模型。

油耗模型从建模方法上讲一般可分为三大类 (1) 多元回归油耗模型 (2) 理论油耗模型 (3) 台架实验油耗模型。对于第一类模型, 由于它来自于大规模的野外实验, 因此具有很高的置信度。但这种方法有一个缺点, 那就是异地使用性能差。而台架实验模型的基础是比油耗——功率——转速图, 由于它们是由室内实验得到的, 因此可以使用在任何地方。但它的缺点一是可信度差, 二是需要有专门的设备取得实验数据。第二类模型即理论油耗模型是根据能量守恒或功率守恒的原理, 利用牛顿法则通过力学分析和实验标定建立, 用这种方法建立的模型能克服上述两种模型

的缺点, 表现了高的置信度和异地使用性, 因此被认为是一种较好的建模方法^[1]。

1 理论油耗模型的推导过程

理论油耗模型建立在这样的基础上: 即发动机油耗是发动机功率和转速的函数。而发动机功率又可细分为二类即内部功率和外部功率, 内部功率用于克服发动机内部摩擦、附属设施 (风扇、电机等)。外部功率则用于克服道路阻力、空气阻力等。类似, 发动机也因此分为内部功率所需油耗和外部功率所需油耗。上述理论可用下式表示:

$$UFC = F(HP, RPM) \quad (1)$$

$$HP = HP_{it} + HP_{et} \quad (2)$$

$$UFC = UFC_{it} + UFC_{et} \quad (3)$$

式中 UFC ——单位油耗;

HP ——发动机功率;

RPM ——发动机转速;

HP_{it} ——发动机内部输出功率;

HP_{et} ——发动机外部输出功率;

UFC_{it} ——发动机内部功率油耗;

UFC_{et} ——发动机外部功率油耗。

在油耗理论中, 将单位输出功率所消耗的燃料定义为比油耗。一般研究都认为比油耗 α 是发动机转速的函数并可以近似地表示为线性关系:

$$\alpha = UFC/HP = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot RPM \quad (4)$$

如果将上式中 HP 分解为内部功率 (用于发动机

摩擦、电机、风扇)和外部功率(用于克服道路阻力等)两个部分,则式(4)变为

$$UFC = (\alpha_1 + \alpha_2 \cdot RPM) HP_{it} + (\alpha_1 + \alpha_2 \cdot RPM) HP_{et} \quad (5)$$

由于内部功率数值较小,且难以估计,一般将其定义为常数,这样理论油耗就成为发动机转速和输出功率的函数,它包含内部功率油耗和外部功率油耗两个部分。

定义 $\alpha_1 HP_{it} = UFC_{io}$, $\alpha_2 HP_{it} = \alpha_3$, 则式(5)可整理如下:

$$UFC = UFC_{io} + \alpha_3 \cdot RPM + \alpha_1 HP_{et} + \alpha_2 \cdot RPM \cdot HP_{et} \quad (6)$$

这样以 UFC 、 HP_{et} 及 RPM 为变量,通过恰当的野外油耗实验,利用统计回归的方法,对(6)式中的参数 UFC_{io} 、 α_3 、 α_1 、 α_2 进行标定,即可建立不同车型的油耗预测模型。

式(6)的理论油耗模型,是针对外部功率大于零的情况,当外部功率小于等于零时,外部功率与发动机油耗没有相关关系(不产生油耗),此时式(6)变为:

$$UFC = UFC_{io} + \alpha_3 \cdot RPM \quad (HP_{et} \leq 0) \quad (7)$$

因此实际上对每种车型,其油耗预测模型包括两个部分,即式(6)和式(7)分别对应于输出功率大于零和输出功率小于等于零的情况。

2 试验方案及实施

于1998年4月至1998年6月间在安徽省黄山地区实地选择了11个物理路段(20个试验路段)进行了四种代表车型的油耗试验,对前述理论油耗模型进行了标定。实验中精确测量了油耗、道路特征参数(坡度、曲度、平整度)及相关的参数,试验车辆选择了四种在我国较有代表性的车型分别代表小汽车、客货两用车、拖挂车和中型客车,均为车况良好的车。

对每一组实验数据,根据理论公式可计算输出功率、发动机转速,而单位油耗可直接由测量结果计算得到,由此通过统计回归的方法对理论油耗模型中的参数进行标定。

2.1 试验路段的选择

根据国内外的研究成果,一般认为有30多种因素可能影响汽车发动机油耗。而本研究的主要目的是建立能反映道路因素影响的油耗预测模型,因此为了反映不同道路条件(平整度、坡度、曲度)的影响,实验路段应包括各种因素的组合,并且各个因素设计尽量达到边界条件。

根据以上要求,试验中将影响油耗的道路因素分为三类,即平整度、坡度、曲度。每个因素分三个水平,这样全部道路因素组合共有 $3 \times 3 \times 3$ 共27种,从中选择12种即能满足试验目的和统计要求,路段矩阵如表1所示。

根据表1的要求,于1998年4月至1998年5月间在安徽省黄山地区进行路段的初选,后经实地考察后确定了11个物理路段(20个实验路段),并对各实验路段的特征参数进行了精确测量,测量内容包括路面平整度、道路坡度、道路曲度及路面宽度等。

表1 试验路段选择矩阵

曲度 C/ km	0	500	800
IRI, m/ km	<3 5~7 >9	<3 5~7 >9	<3 5~7 >9
坡 度 (%)	0 ±4 ±6	×	×
	×	×	×
	×	×	×

表2 试验数据结构

NO	项目	NO	项目
1	路段名称	13	湿度(%)
2	路段长度	14	气压(hpa)
3	平整度 VBI(cm/ km)	15	风速(km/ h)
4	平整度 IRI(m/ km)	16	风向
5	平均坡度(%)	17	海拔高度(m)
6	曲度(度/ km)	18	档位
7	路面类型	19	设计速度(km/ h)
8	路线走向	20	观测速度(km/ h)
9	车型	21	油耗(ml)
10	车重(kg)	22	试验时间(s)
11	名义直径(mm)	23	天气
12	温度(°C)		

2.2 实验数据结构

实验中对主要环境因素包括温度、湿度、海拔高度、风速风向、路线走向、气压进行了测量。此外,为帮助司机对实验车行驶速度进行控制,本次实验中还采用了 SPA - 22 速度分析仪辅助实验。

现场油耗实验前后历时 15 d, 四辆实验车共取得 491 组数据。为能建立准确有效的油耗预测模型,在对试验数据进行分析处理前,对原始试验数据进行了整理,每一组油耗原始试验数据包括路段名称、桩号、路段长度、曲度、平整度、路面类型、路线走向、海拔高度、车重、车辆轮胎名义直径、温度、气压、风速、风向、湿度、天气状况、行驶时间、油耗、行驶档位等内容,具体的表格内容如表 2 所示。

3 实验数据整理及模型标定

取得上述的原始试验数据后,并不能直接进行油耗预测模型标定。根据前述的理论分析,将单位油耗预测为车辆输出功率及发动机转速的函数。因此需根据所采集的现场试验数据包括车辆特征参数、道路参数、环境参数分别计算每次实验的单位油耗、输出功率、发动机转速,对这三组数据进行统计回归后即可对理论油耗预测模型的参数进行标定。下面先分别介绍这三组数据的计算方法。

3.1 发动机功率的计算

当汽车行驶在直线路段上时作用在汽车上的力主要有 4 类^[1]滚动阻力、空气阻力、坡度阻力和惯性阻力。当汽车行驶在含有曲度的路段上时汽车还将受到曲度阻力的作用。当汽车以稳态速度行驶时,惯性阻力为零,作用于汽车上的力仅有滚动、空气、坡度和曲度阻力。根据功率平衡理论,则发动机外部输出功率可由下式估计。

$$HP_{et} = (RRF + ARF + GF + CF) \times V / 736 \eta_T \quad (8)$$

式中 HP_{et} ——发动机输出功率, hp;

RRF ——滚动阻力, 牛顿;

ARF ——空气阻力, 牛顿;

GF ——坡度阻力, 牛顿;

CF ——曲度阻力, 牛顿;

$1/736$ ——瓦特与马力转换系数;

η_T ——动力传动效率系数。

滚动阻力、空气阻力、坡度阻力及曲度阻力分别是道路平整度、风速、道路坡度、道路曲度的函数,具体的计算公式参见文献^[8]。

3.2 发动机转速的计算

发动机转速是油耗预测模型的变量之一,在试验过程中,我们记录下了每一次试验的汽车行驶档位。假定汽车的车轮与路面间没有滑转或滑移,则可用以下理论公式计算发动机的转速。

$$RPM = \frac{60 \times V \times DRT \times GRT}{\pi \times TD} \quad (9)$$

式中 DRT ——差速比;

GRT ——齿速比;

TD ——汽车轮胎名义直径, m;

v ——汽车行驶速度, m/s。

3.3 单位油耗的计算

理论模型中的单位油耗是每秒汽车消耗的燃料,可用下式计算:

$$UFC = FC / T \quad (10)$$

式中 FC ——实验路段长度内的油耗, ml;

T ——汽车通过实验路段的时间。

3.4 标定数据分析

根据前述的计算公式,对原始油耗实验数据进行计算整理汇总如表 3。

表 3 HP、RPM 和 UFC 汇总结果

试验车型		依维柯	东风半挂	小飞虎	北京
		(A40 - 10)	(AP9171)	(LZW1010PS)	(BJ/ XJ213)
输出功率 (HP)	平均	5.64	13.32	2.61	6.17
	最大	35.28	94.475	13.45	45.65
	最小	-16.74	-51.05	-6.85	-11.54
发动机 转速 (RPM)	平均	1844	1152	1643	1138
	最大	3243	2418	3849	1763
	最小	1286	325	716	620
单位油耗 (UFC)	平均	0.787	2.32	0.500	1.04
	最大	2.390	8.763	1.674	3.42
	最小	0.073	0.468	0.104	0.33

3.5 理论模型的标定

参数的标定分两步进行。第一步,利用负功率区的油耗及转速实验数据对 UFC_{io} 及 α_3 进行标定。第

第二步，利用正功率区的油耗、转速及输出功率的试验数据对 α_1 和 α_2 进行标定。

3.5.1 负功率部分

此时，油耗仅为发动机转速的函数，模型如下。

$$UFC = UFC_{i0} + \alpha_3 \cdot RPM$$

通过一元线性回归，即可对 UFC_{i0} 及 α_3 进行标定，结果如表 5 所示，表中所列内容还包括样本数量、回归平方值、标准偏差及 H_0 的 t 统计值。

表 4 油耗模型参数标定结果 (负功率区)

参数	依维柯 (A40 - 10)	东风半挂 (AP9171)	小飞虎 (LZW1010PS)	北京 (BJ/ XJ213)
Num	21	15	21	26
R^2	0.505	0.427	0.303	0.270
MSE	0.083	0.039	0.0435	0.216
UFC_{i0}	-	-	-	-
$t_{\text{statistic}}$	-	20.857	2.049	0.957
$\alpha_3 \times 10^{-5}$	-	-	-	-
$t_{\text{statistic}}$	12.23	3.113	2.872	3.041

3.5.2 正功率部分

标定公式为：

$$UFC = UFC_{i0} + \alpha_3 \cdot RPM + \alpha_1 HP_{et} + \alpha_2 \cdot RPM \cdot HP_{et}$$

其中 UFC_{i0} 及 α_3 已由负功率部分标定得到，因此只需对另外两个参数 α_1 和 α_2 进行标定，标定结果列于表 5。

表 5 油耗模型参数标定结果 (正功率区)

参数	依维柯 (A40 - 10)	东风半挂 (AP9171)	小飞虎 (LZW1010PS)	北京 (BJ/ XJ213)
Num	51	35	51	61
R^2	0.972	0.726	0.962	0.921
MSE	0.144	1.020	0.0670	0.197
$\alpha_1 \times 10^{-2}$	-	-	-	-
$t_{\text{statistic}}$	11.212	3.674	8.481	11.73
$\alpha_2 \times 10^{-6}$	-	-	-	-
$t_{\text{statistic}}$	2.369	0.125	7.287	5.888

4 结果分析

从表 5 可以看出，除东风半挂以外其余三种车型的油耗回归模型在正功率部分均给出相当高的精度， R^2 值都达到 0.90 以上，显示了理论模型的正确性、实验的精确性及自然存在的油耗关系。东风半挂的回归精度相对较低，可能是由于车况不够理想造成的。

在负功率部分各种试验车模型的回归精度没有在正功率区理想，这首先可能是在模型中引入常量内部功率引起的；其次，由于在负功率部分油耗值较小，这时试验的偶然误差相对增大，因此影响了回归精度。

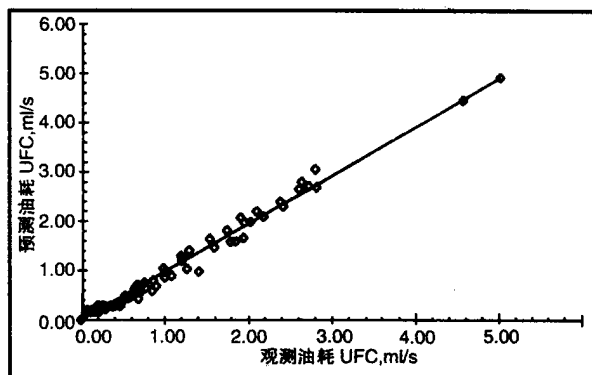


图 1 预测结果与实测结果的比较示意

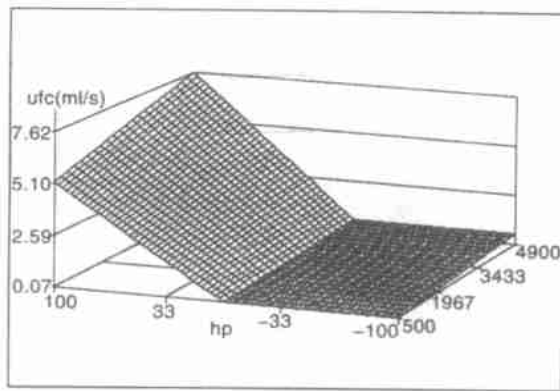


图 2 三维油耗曲面示意

图 1 给出了依维柯预测结果与实测结果的比较，以实测值为横坐标，以预测值为纵坐标，看到由此得到的坐标点均集中在直线 $y = x$ 的附近，显示了预测模型的准确性。

5 模型分析

根据以上方法建立的油耗预测数学模型，得出依维柯的油耗三维曲面模型如图 2 所示。进一步以依维

客车为例还可分析道路线形、坡度及路况对单位油耗的影响。

5.1 道路坡度

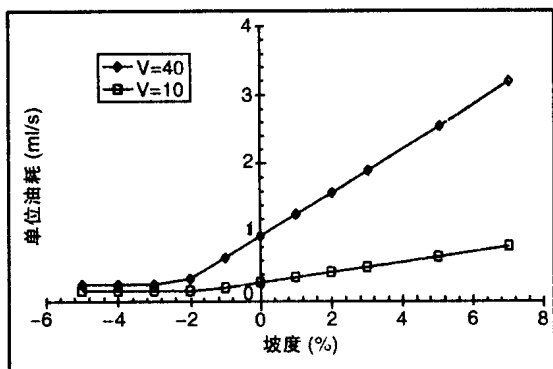


图3 坡度——油耗影响关系示意

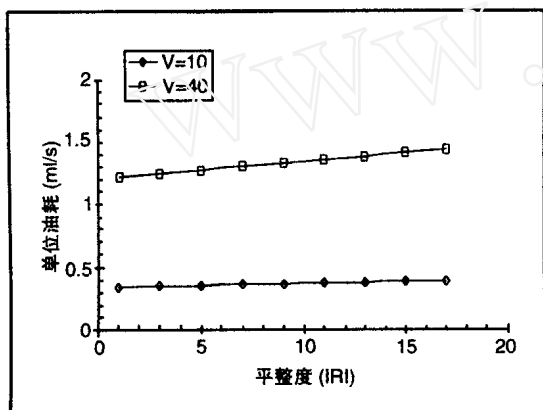


图4 平整度——油耗影响关系示意

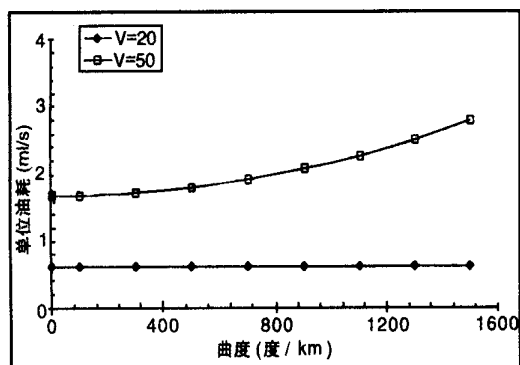


图5 曲度——油耗影响关系示意

作为反映道路因素的一个指标之一，道路坡度对油耗的影响最大，且影响程度与车速有关。图3中，油耗随坡度的变化情况可分成两段进行分析，在小于-2%左右的负坡度段内，坡度变化对单位油耗没有影响，在大于-2%及正坡度段内，油耗随坡度的增

加成线性增长。当车速保持30 km/h，坡度从2%增加到7%时，单位油耗会增加两倍。

5.2 平整度

平整度是反映道路因素的另一指标，它对汽车油耗的影响可由图4很直观地看到。随着平整度的增大，产生的汽车油耗也会增加。但在正常的平整度范围内，油耗变化的幅度不大。单位油耗随速度变化的幅度还与车速有关，车速越大，单位油耗对平整度越敏感。如果汽车以40 km/h的时速行驶，在平整度IRI为15的道路上的油耗是IRI为3的道路上油耗的1.13倍左右。

5.3 曲度

道路的曲线会对行驶的汽车产生曲度阻力。随着曲度的增加，用于克服曲度阻力的输出功率增大，油耗也随之增加，其影响关系如图5所示。道路曲度对油耗的影响还与汽车的行驶速度有关，当车速增加时，曲度的影响会增大。

6 结论

6.1 根据统计回归的要求，通过在选定路段进行的大规模油耗实验对理论油耗模型进行了标定，建立了在我国具有代表性的四种试验车的油耗预测模型。模型预测结果与试验结果有很好的相关性，表明预测模型具有较高的置信性。

6.2 以依维客车为例，根据建立的理论油耗模型分析了主要道路特征对油耗的影响效果，表明在三类道路参数中，坡度对油耗的影响最大，平整度和曲度在车速较大时才会有明显影响。

参考文献

- [1] 交通部公路研究所. 中国国道干线公路路面管理系统. 1997.
- [2] 杨玉如. 发动机与汽车理论. 北京: 人民交通出版社, 1993.
- [3] 张心如. 道路设计. 东南大学道路教研组, 1988.
- [4] 刘春水等. 建立适合我国国情的车辆发动机转速预测模型. 公路交通科技, 1998, 3.
- [5] 交通部公路规划设计院. 公路建设项目可行性研究指南. 长春: 吉林科技出版社, 1992.
- [6] 潘玉利. 路面管理系统原理. 北京: 人民交通出版社, 1998.