

文章编号: 1002-0268 (2001) 06-0122-04

汽车动力性在线检测新方法探讨

王建强, 苏建, 何凤江, 高延令
(吉林大学, 吉林 长春, 130025)

摘要: 在分析目前汽车动力性检测存在理论缺陷、设备价格昂贵、检测可操作性差的基础上, 通过力学分析, 建立一种新的检测理论模型, 提出一种通过改变检测台转动惯量检测汽车动力性的方法, 提供了汽车动力性检测与评定的新思路。
关键词: 汽车动力性; 检测方法
中图分类号: U461.2 **文献标识码:** A

A New Method of Testing Automobile Dynamic Property

WANG Jian-qiang, SU Jian, HE Feng-jiang, GAO Yan-ling
(Jilin University, Jilin Changchun 130025, China)

Abstract: The paper points the problems existing in testing automobile dynamic property, such as expensive equipment, inconvenient operation. With mechanical analysis, a new test principle model is built, a new method developed and a new way provided to test and assess automobile dynamic property.
Key words: Automobile dynamic property; Test method

0 引言

汽车动力性是汽车最基本、最重要的一种性能。对汽车动力性检测与评定是汽车综合性能检测中一个重要内容。目前常用的检测设备是底盘测功机, 但现有的底盘测功机无法测出车辆传动系损失功率大小及轮胎在滚筒上损失功率大小, 所以无法准确评定发动机的真实动力性, 在检测线上检测和评定汽车动力性失去可操作性; 再者, 由于底盘测功机价格一般在 20 万元左右, 许多检测站受经济条件限制未配备底盘测功机。鉴于上述原因, 对汽车动力性检测和评定没有得到切实有效的执行。所以, 寻找一种简便、快捷、准确而又经济的方法, 对汽车动力性进行检测与评定具有重要的现实意义。

1 汽车动力性检测与评定概述

1. 汽车动力性评价指标
汽车动力性室内检测评价指标有汽车加速能力、

发动机输出功率、底盘输出功率等。
2. 发动机有效功率检测
发动机有效功率检测分为稳态测功和动态测功两种。
稳态测功是通过测量发动机曲轴上的输出扭矩和曲轴转速根据公式 $P_e = M_e \cdot n / 9\,549$ (kW) 计算出发动机的有效功率。这种方式需把发动机从车上拆下, 费时、费力, 在检测线上不能实施, 多为研究部门做发动机性能试验时采用。
动态测功是根据公式 $P_{em} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \frac{n_2^2 - n_1^2}{\Delta T}$ (I 是发动机运动部件对曲轴中心的平均当量转动惯量; ΔT 为油门全开时, 发动机转速由 n_1 加速到 n_2 的时间)。这种方法必须知道每一种发动机旋转部件的平均当量转动惯量, 或通过大量的动态和稳态对比试验得到的经验公式, 才能算出发动机功率。另一种动态加速测功的公式是 $P_e = \frac{2\pi \cdot I \cdot n}{9\,549} \cdot \frac{dn}{dt}$ (其中 $\frac{dn}{dt}$ 是

对应转速 n 时的曲轴加速度, r/s^2)。这种方法是通过测量曲轴瞬时角加速度来确定发动机在该转速时的瞬时功率, 但因其角加速度和当量转动惯量都是周期性波动的量, 而测量中的采样又是随机的, 故所测瞬时功率呈现较大的波动性, 即重复性较差。由于上述原因, 这种方式很难应用推广。

3. 汽车底盘稳态输出功率的检测

稳态测力式底盘测功试验台是以滚筒作为活动路面, 用加载装置模拟汽车行驶时的阻力情况, 测定汽车在各种车速下驱动轮输出的切向力, 根据公式 $P_{\phi} = \frac{F \cdot V}{3\,600}$ 算出汽车底盘输出功率。其中, F 为驱动车轮作用在滚筒表面的切向力, N; V 为试验车速, km/h。

4. 汽车底盘动态输出功率的检测

惯性式底盘测功试验台是在试验台前滚筒的一端装有具有一定转动惯量的飞轮, 利用飞轮的惯性力矩来模拟道路行驶时的阻力。试验时保持油门全开, 变速器挂在直接档, 测定在一定加速区间内的加速时间或加速距离, 用以评价单一车型的相对动力性。

2 目前底盘测功方法缺陷分析

1. 测力式底盘测功机

发动机输出功率在台试时动力传递路线由发动机经传动系、驱动轮、滚筒最终传递给功率吸收器。发动机输出有效功率可表示为

$$P_e = P_t + P_f + P_m + P_{\phi} + P_w + P_s$$

式中, P_e ——发动机输出有效功率;
 P_t ——汽车传动系中损耗功率;
 P_f ——驱动轮在滚筒上克服滚动阻力损耗功率;
 P_m ——底盘测功机传动机构损耗功率;
 P_{ϕ} ——测功器吸收功率;
 P_w ——风冷测功器风扇消耗功率;
 P_s ——驱动轮和滚筒打滑损失功率。

检测站在进行汽车等级评定时, 希望用底盘测功机测出发动机的输出功率。但事实上, 底盘测功机仪表指示的功率仅仅反映的是 P_{ϕ} 一项内容, 它并非驱动轮输出功率, 更不是发动机输出功率, 显然, 检测线上用公式中 P_{ϕ} 值评价发动机动力性 P_e 存在误差为

$$P_{\sigma} = P_e - P_{\phi} = P_t + P_f + P_m + P_w + P_s$$

由于在用汽车车型众多, 车况千差万别, 轮胎直径、轮胎气压及磨损程度等因素对功率损耗有很大影响, 测功时由此引起的损耗功率占发动机输出功率很

大比重, 达 25%~45%左右, 所以, 目前底盘测功机不能准确评价汽车动力性。

2. 惯性式底盘测功机

惯性式底盘测功与测力式底盘测功不同在于: 在前滚筒的一端安装的不是功率吸收器, 而是具有一定转动惯量的飞轮组, 其动力学方程为

$$P_v = \frac{1}{2} \cdot I_{\Sigma} \cdot \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\Delta T}$$

式中, P_v ——汽车驱动轮在测定区间内输出的平均功率;

I_{Σ} ——汽车测试系统各旋转部件折算到滚筒中心上的当量惯量 (包括汽车和试验台);

ω_1 、 ω_2 ——汽车驱动滚筒和飞轮加速过程中测定区间的滚筒起始和终止角速度;

ΔT ——汽车在加速过程中测定区间内所需时间。

从上式可看出, 平均功率与加速时间成反比。即油门全开时, 发动机通过驱动轮驱动滚筒由角速度 ω_1 加速到 ω_2 的时间越长, 表明汽车驱动轮输出功率越小。反之, 加速时间越短, 功率越大。测量出某一转速范围内的加速时间 ΔT 便可了解汽车的动力性。

上述惯性式测功法存在以下问题:

1. 由于汽车检测系统中汽车自身的转动惯量很难测出, 因而无法准确测出汽车驱动轮的输出功率, 所以目前只停留在汽车厂评价同一车型动力性的相对试验。

2. 由于检测线上汽车质量千差万别, 若给每辆汽车匹配适当的飞轮组将使设备投资超过测力式测功机。即使能实现, 但由于轮胎磨损程度不同, 车轮转动惯量的差别也较大, 无法测出发动机真实动力性, 所以检测线不能使用此种方法。

鉴于上述问题, 探寻准确检测与评价汽车动力性的有效方法, 成了当务之急。

3 变换台架惯量法检测汽车动力性原理

1. 汽车在惯性式测功机上加速过程的力学分析

汽车在惯性式测功机滚筒上加速行驶时, 驱动轮及滚筒的受力分析如图 1 所示。

以车轮为研究对象, 对 O_1 取矩

$$M_D = \epsilon_{\omega} \cdot I_V + (M_{k21} + M_{k22}) + (F_1 \cdot r_W + F_2 \cdot r_W) \tag{1}$$

式中, M_D ——汽车驱动轴的驱动力矩, N·m;

ϵ_{ω} ——车轮的角加速度, r/s^2 ;

I_V ——汽车传动系旋转质量和车轮换算到驱动轴中心线上的当量转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;
 M_{IJ1}, M_{IJ2} ——加速过程中车轮在检验台前、后滚筒上滚动因轮胎迟滞损失而产生的滚动阻力偶矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;
 F_1, F_2 ——前、后滚筒给车轮的切向反作用力, N ;
 r_W ——车轮滚动半径, m 。

以滚筒为研究对象, 有

$$F'_1 \cdot r_T = \epsilon_{T1} \cdot I_{T1} + M_{TJ1} \tag{2}$$

$$F'_2 \cdot r_T = \epsilon_{T2} \cdot I_{T2} + M_{TJ2} \tag{3}$$

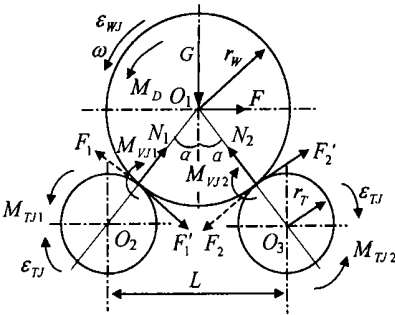


图 1

式中, $\epsilon_{T1}, \epsilon_{T2}$ ——前后滚筒的角加速度, r/s^2 ;
 I_{T1}, I_{T2} ——前、后滚筒组的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;
 F'_1, F'_2 ——车轮驱动前、后滚筒转动的切向力, N ;
 M_{TJ1}, M_{TJ2} ——加速过程中检验台前、后滚筒的转动摩擦阻力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;
 r_T ——滚筒滚动半径, m 。

由式(2)可知

$$F'_1 = \frac{\epsilon_{T1} \cdot I_{T1} + M_{TJ1}}{r_T} \tag{4}$$

$$F'_2 = \frac{\epsilon_{T2} \cdot I_{T2} + M_{TJ2}}{r_T} \tag{5}$$

设车轮与滚筒不打滑时的传动比 $i_k = \frac{r_W}{r_T}$, 则 $i_k = \frac{\epsilon_{TJ}}{\epsilon_W}$;
又 $F'_1 = F_1, F'_2 = F_2$, 将(4)、(5)代入式(1)有

$$M_D = \epsilon_{TJ} \cdot \left[\frac{I_V}{i_k} + (I_{T1} + I_{T2}) \cdot i_k \right] + (M_{IJ1} + M_{IJ2}) + i_k \cdot (M_{TJ1} + M_{TJ2})$$

令 $I_T = I_{T1} + I_{T2}, M_{IJ} = M_{IJ1} + M_{IJ2}, M_{TJ} = M_{TJ1} + M_{TJ2}$, 则上式可化为

$$M_D = \epsilon_{TJ} \cdot \left[\frac{I_V}{i_k} + I_T \cdot i_k \right] + M_{IJ} + i_k \cdot M_{TJ} \tag{6}$$

据汽车理论 $M_E \cdot i_0 \cdot i = M_D + M_{TR}$

式中, M_E ——发动机有效输出扭矩;
 M_{TR} ——传动系阻力矩;
 i_0 ——主减速器传动比;

i ——变速箱某档位的传动比。

$$M_E \cdot i_0 \cdot i = \epsilon_{TJ} \cdot \left[\frac{I_V}{i_k} + I_T \cdot i_k \right] + M_{IJ} + M_{TR} + i_k \cdot M_{TJ} \tag{7}$$

通过 $P_E = \frac{M_E \cdot n}{9549}$, 可求出 P_E 。实际上, 式(7)

各参数中, 只有检验台旋转部分的转动惯量 I_T 、检验台在汽车加速时的摩擦阻力矩 M_{TJ} 、车轮和检验台的滚筒半径之比 i_k 可以通过试验测出。而其余各量, 汽车旋转部分的转动惯量 I_V 、汽车车轮在检验台上加速时的滚动阻力矩 M_{IJ} , 对于不同的车辆来说, 都是变化的。即使是同种型号的车辆, 也会由于轮胎磨损程度、轮胎气压、轴荷等的不同而产生较大的变化, 所以单用加速过程还无法测出驱动轴的输出功率。故需进一步研究测试方法, 以消除未知量。

2. 汽车在检验台上滑行过程力学分析

汽车在检验台上加速到一定速度后, 将汽车变速器置于空档, 让汽车在检验台上自由减速滑行, 通过分析, 可以找出汽车和检验台的运动关系。

在匀减速滑行区间以车轮为研究对象对 O_1 取矩有如下关系

$$M'_{TR} + M'_{IJ} + i_k \cdot M'_{TJ} = i_k \cdot \left(\frac{I_V}{i_k} + I_T \right) \cdot \epsilon'_{TJ} \tag{8}$$

式中, ϵ'_{TJ} ——滚筒滑行的角减速度, r/s^2 ;
 M'_{TJ} ——滑行过程中检验台的机械摩擦阻力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

M'_{IJ} ——滑行过程中车轮滚动阻力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;
 M'_{TR} ——滑行过程中汽车传动系阻力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

滑行过程中, 可认为由车轮滚动阻力矩和汽车传动系摩擦阻力矩合成的力矩 $M'_{TR} + M'_{IJ}$ 与加速过程中阻力矩 $M_{TR} + M_{IJ}$ 基本相等, 这是因为在加速和滑行两种状态下, 车辆和滚筒相互作用条件基本没有变化, 仅传递扭矩的大小影响滚动阻力矩的大小, 但影响不明显。通过实验分析, 证明两种阻力矩相差确实不大。又检验台滚筒的转动摩擦阻力矩在加速与滑行过程中也相等, 即有 $M_{TJ} = M'_{TJ}$, 将(8)式代入(7)式, 可得

$$M_E \cdot i_0 \cdot i = i_k \cdot (\epsilon_{TJ} + \epsilon'_{TJ}) \cdot \left[I_T + \frac{I_V}{i_k} \right] \tag{9}$$

(9) 式虽消去了汽车车轮在滚筒上的滚动阻力矩 M_{IJ} 及检验台的摩擦阻力矩 M_{TJ} 等未知量, 但 I_V, I_T 仍是未知的, 故即使用加速和滑行相结合的方法仍然不能测出发动机的输出功率, 仍需消除未知量。

3. 改变检测台转动惯量法检测理论模型

在以上讨论的基础上,为了在车辆 I_V 、 I_T 及滚动阻力系数等参数未知的情况下,快速完成检测各种新车、在用车动力性,可对试验方法作如下改进:在原试验台的基础上加装一转动惯量为 I_0 的飞轮,然后再让被检车辆在检验台上加速、滑行一次。其目的是通过加装飞轮改变系统的转动惯量,消去未知量 I_V 。

加装飞轮后,汽车检验台系统滑行过程的动力学方程为

$$M''_{TR} + M''_{VJ} + i_k \cdot M''_{TJ} = i_k \left[\frac{I_V}{i_k^2} + (I_T + I_0) \right] \cdot \epsilon''_{TJ} \quad (10)$$

式中, ϵ''_{TJ} ——加装飞轮 I_0 情况下滚筒滑行的角减速度, r/s^2 ;

I_0 ——所加飞轮的转动惯量, $kg \cdot m^2$;

M''_{TJ} ——加装飞轮 I_0 情况下滑行过程中检验台的机械摩擦阻力矩, $N \cdot m$;

M''_{VJ} ——加装飞轮 I_0 情况下滑行过程中车轮滚动阻力矩, $N \cdot m$;

M''_{TR} ——加装飞轮 I_0 情况下滑行过程中汽车传动系阻力矩, $N \cdot m$ 。

对某一具体车辆来说,加装飞轮 I_0 与不加装飞轮 I_0 两种情况下的滑行过程中,通过实验分析,可认为由车轮滚动阻力矩和传动系摩擦阻力矩合成的力矩是一常数 M_V ,对于检验台来说,滚筒的转动摩擦阻力矩在两次滑行过程中也变化不大,有 $M'_{TJ} = M''_{TJ}$,故由式(7)、(9)、(10)可得

$$M_E = \frac{i_k \cdot I_0 \cdot (\epsilon_{TJ} + \epsilon'_{TJ}) \cdot \epsilon''_{TJ}}{(\epsilon'_{TJ} - \epsilon''_{TJ}) \cdot i_0 \cdot i} \quad (11)$$

由以上推导可知,只要改变检验台的转动惯量,在两种转动惯量情况下,被检车辆在检验台上各加速滑行一次,即可算出发动机待测速度区间内的输出扭矩。根据功率计算公式可得

$$P_E = \frac{i_k \cdot I_0 \cdot (\epsilon_{TJ} + \epsilon'_{TJ}) \cdot \epsilon''_{TJ} \cdot n_e}{9459 (\epsilon'_{TJ} - \epsilon''_{TJ}) \cdot i_0 \cdot i} \quad (12)$$

式中, n_e ——试验发动机转速, r/min 。

(12)式右边参数均可测出,可用此原理对发动机的动力性进行检测与评价。

4 变台架惯量法应用思路

1. 目前,在常规的测力式底盘测功机和惯性式底盘测功机,均不能快速、准确地检测评价发动机的真实动力性。

2. 检测线按正常检车速度每 8~10min 检测一辆汽车,没有时间对车辆做测前准备工作,如提高驱动轮轮胎气压、预热传动系油温到正常工作温度等。所以目前常规测力式底盘测功机不适合检测线检车节拍要求。

3. 底盘测功机售价一般在 20 万元左右,很多检车单位受经济条件限制未购买底盘测功机。汽车动力性无法检测与评价。

鉴于以上问题,利用改变台架惯量的方法,不但能在测力式测功机和单一惯量惯性式测功机上应用,而且还可推广到在速度表检验台上应用。对速度表检验台进行改装,设计出一组合理的飞轮组,通过一套快速切换安装机构,实现对汽车动力性快速检测的目的。

使用上述方法检测,可降低设备成本,实现一机多能,提高检测准确度,增大经济效益。

5 结语

汽车检测线上检测汽车动力性需要采用效率较高、简单方便的方法。且该方法应从理论上保证测量结果达到一定的精度。改变台架惯量法能够较准确地评价汽车的动力性,且通过对速度台的改造,使得没有配备底盘测功机的车检单位也可对汽车动力性给予检测和评价,发挥经济效益和社会效益。

参考文献:

- [1] 余志生. 汽车理论. 北京: 机械工业出版社, 1989
- [2] 苏建等. 检测线上汽车动力性测试系统研究. 中国公路学报, 1998, 11 (增) .