

文章编号:1000-582X(2002)06-0008-05

长安之星微车装备自动变速器后的动态特性仿真*

汤毅,秦大同,胡建军

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

摘要:结合长安汽车有限公司的AT微车装车项目,建立了AT汽车动力传动系统的动态工况模拟系统进行了发动机和液力变矩器的性能试验,并绘制了相关特性曲线。制定了兼顾动力性和经济性的两参数换挡规律,利用模糊控制理论建立了驾驶员模糊控制模块,并根据整车动力学方程建立了车辆动力学模型。在此基础上对装备液力机械自动变速器的SC6350B长安之星微车进行了动力性能、等速行驶经济性和10工况计算机仿真。仿真结果显示,该系统可较好地对实际运行工况进行模拟,整车的动力性能和经济性能良好,基本满足原型车的技术要求,从而为该改型项目提供了理论依据。同时,也为进一步实现巡航控制奠定了基础。

关键词:微型汽车;动态工况;动力传动系;自动变速器;仿真

中图分类号:TH132.32

文献标识码:A

在自动变速器(Automatic Transimission,以下简称AT)的研究、开发及整车的匹配过程中,需对AT中变矩器与变速器的性能,以及以发动机和AT为主的动力传动系的整体性能进行分析,以实现整个动力传动系的优化设计和综合控制。以实际的运行工况为基准,通过底盘测功机或发动机动态试验台可对汽车动力传动系的动力性、燃油经济性和排放特性进行测试。利用AT动力传动系动态模拟系统,无需实际的发动机和实际的车辆,就可对整个动力传动系的性能进行预测分析,是一种经济高效的手段,尤其是在产品的设计和构思阶段,其意义更加明显。本文建立的AT汽车动力传动系动态工况模拟系统,可以较好地模拟实际运行工况,从而为自动变速器的装车项目提供了理论依据。

1 发动机与液力变矩器模型

根据汽车发动机性能试验办法,进行了JL474Q发动机在台架上的动力性、经济性性能测试。根据测试数据得到稳态输出扭矩图(图1)和比油耗图(图2)。

由于发动机大部分时间处于非稳态工况下工作,研究表明非稳态工况下发动机的动态特性与稳态工况特性是不同的^[1]。当汽车加速时,由于混合气浓度逐

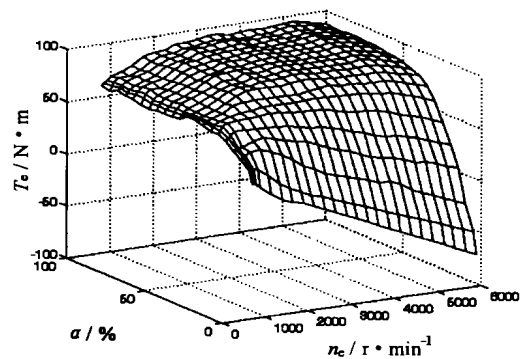


图1 JL474Q发动机稳态输出扭矩

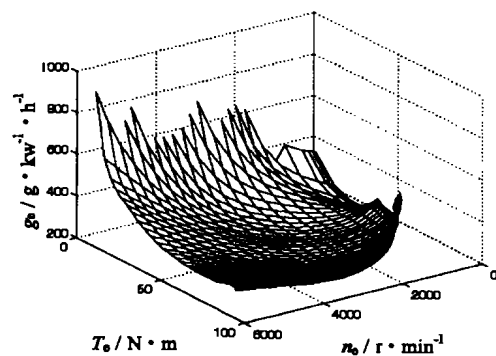


图2 JL474Q发动机燃油消耗模型

* 收稿日期:2002-03-19

基金项目:国家自然科学基金重点资助项目(59835160)

作者简介:汤毅(1976-),男,重庆市人,重庆大学硕士生。主要从事车辆传动领域的研究工作。

渐变稀,致使发动机扭矩比稳态工况下的扭矩低,发动机扭矩的下降量与曲轴角加速度成线性关系,并且不超过发动机最大扭矩的4%~5%。同理,当汽车减速时,由于混合气浓度逐渐变浓,使发动机扭矩比稳态工况下的扭矩高,扭矩上升量与曲轴减速度成线性关系。因此采用修正系数的方法来对发动机稳态工况下的输出扭矩进行修正并作为非稳态工况下的输出扭矩。即发动机动态输出扭矩为:

$$T_e^D = T_e - \lambda \frac{d\omega_e}{dt} \quad (1)$$

式中: T_e^D 为发动机动态输出扭矩(N·m), T_e 为发动机稳态输出扭矩(N·m), $d\omega_e/dt$ 为发动机曲轴角加速度($1/s^2$), λ 为非稳态工况下发动机输出扭矩下降系数,对不同的发动机而言, λ 是不同的。该发动机 λ 值取 0.03。根据液力变矩器性能试验办法,利用台架试验对液力变矩器进行了性能测试。该液力变矩器为三元件单级单相带锁止离合器的向心涡轮式液力变矩器。根据试验数据所得原始特性曲线如图 3。

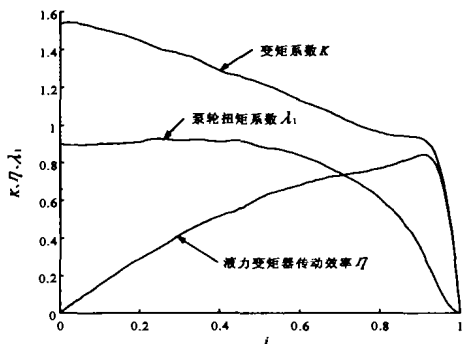


图3 液力变矩器原始特性

根据发动机模型和液力变矩器原始特性曲线,可以得到发动机和液力变矩器共同工作的输入特性曲线和输出特性曲线(如图 4、图 5)。发动机与液力变矩器共同工作的输入、输出特性是评价发动机与液力变

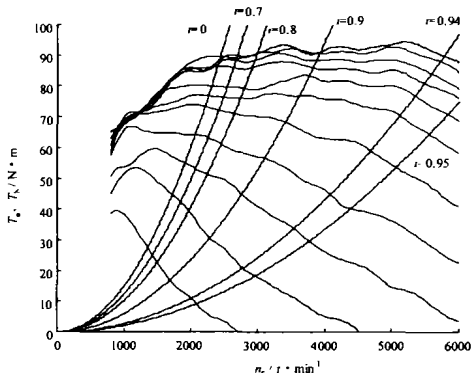


图4 发动机与液力变矩器共同工作的输入特性

矩器匹配的重要特性,是车辆牵引计算的基础^[2]。

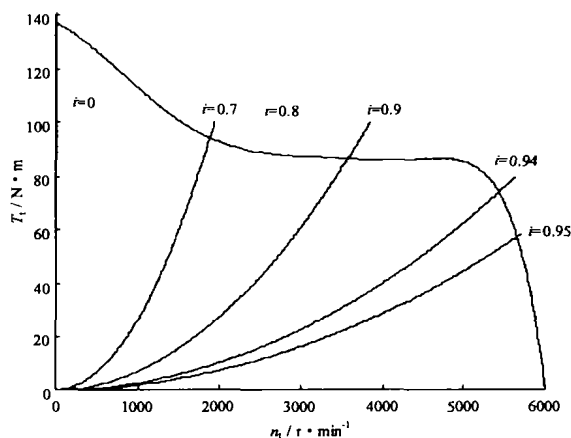


图5 发动机与液力变矩器共同工作的输出特性

2 换档规律

换档规律是指两排挡间自动换档时刻随控制参数变化的规律,确定什么样的换档规律,将直接影响车辆的动力性和经济性,是自动变速器的关键技术^[3]。最佳的换档规律跟发动机的特性、变矩器的特性、变速箱的档位数、车辆的用途等均有密切的关系。自动换档控制参数有单参数(一般是车速)、两参数(一般是车速和油门开度)和三参数(一般是车速、油门开度和汽车加速度)。目前,AT广泛采用两参数换档规律^[4]。根据该车的动力、经济特性,制定了如图 6 所示两参数换档规律:

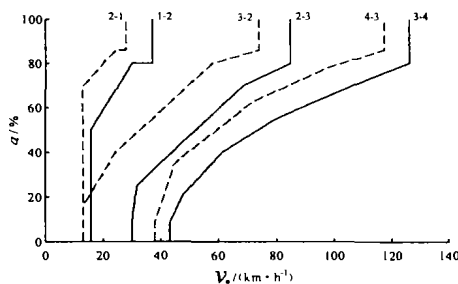


图6 两参数换档规律

该换档规律的特点是:小油门开度以达到舒适、噪声小、少污染为主;大油门开度则以动力性能好为主;在中等油门开度下则要求既有较好的动力性能,又有较好的燃油经济性。

3 驾驶员模块模糊控制策略

根据对驾驶员行为特性的研究可知:驾驶员倾向于利用所感受到的误差及误差变化率,而对小的误差则明显地忽略。假设驾驶员总是试图保持车速与希望

车速一致,方法是根据车速偏差 E 以及速差变化率 EC 的大小来决定适当的控制量(油门和制动)。

设速度偏差 E 分为8档,即正大 PL,正中 PM,正小 PS,正零 PO,负零 NO,负小 NS,负中 NM,负大 NL。

速差变化率 EC 分为7档,即正大 PL,正中 PM,正小 PS,零 0,负小 NS,负中 NM,负大 NL。

油门变化率 C 分为7档,即正大 PL,正中 PM,正小 PS,零 0,负小 NS,负中 NM,负大 NL。

建立如表1所示模糊控制规则,并由此得到如图7所示的油门模糊控制器的输入输出关系。

表1 油门模糊控制规则

EC	E							
	NL	NM	NS	NO	PO	PS	PM	PL
PL	0	0	NS	NM	NM	NM	NL	NL
PM	0	0	NS	NM	NM	NM	NL	NL
PS	PM	PM	0	0	NS	NM	NL	NL
0	PL	PL	PM	0	0	NM	NL	NL
NS	PL	PL	PM	PS	PS	0	NM	NM
NM	PL	PL	PM	PM	PM	PS	0	0
NL	PL	PL	PM	PM	PM	PS	0	0

当油门控制不能满足汽车减速要求时,需要使用制动。假设驾驶员根据速度偏差 E 的大小来选择制动强度 B ,根据如下规则建立常规模糊控制器:

- 若 $E = PL$, 则 $B = PL$;
- 若 $E = PM$, 则 $B = PM$;
- 若 $E = PS$, 则 $B = PS$;
- 若 $E = 0$, 则 $B = 0$ 。

4 AT 汽车动力传动系的动力学分析

由发动机、变矩器、变速器、传动轴、主减速器、车轮等组成的动力传动系,可分为3部分:与变矩器泵轮固联的前半部分,与变矩器涡轮固联的后半部分,以及变矩器本身。

对于由发动机和泵轮组成的前半部分,有如下方程:

$$T_b = T_e - (I_e + I_b) d\omega_e / dt \quad (2)$$

式中: T_b 为泵轮输出扭矩, T_e 为发动机扭矩, I_e 为发动机转动惯量(包括飞轮), I_b 为泵轮转动惯量, ω_e 为发动机旋转角速度。

对于由涡轮、变速器、传动轴、主减速器、车轮等组成的后半部分,有如下方程:

$$T_t = \frac{(F_f + F_i + F_w)r}{i_g i_0 \eta_T} + \frac{T_B}{i_g i_0 \eta_T} + \frac{\delta m r}{i_g i_0 \eta_T} \frac{d v_a}{dt} \quad (3)$$

$$\delta = 1 + \frac{\sum I_v}{m r^2} + \frac{I_0 i_g^2 i_0^2 \eta_T}{m r^2} \quad (4)$$

式中: T_t 为涡轮输入扭矩, F_f 为滚动阻力, F_i 为爬坡阻力, F_w 为风阻, T_B 为制动扭矩, r 为车轮半径, i_g 为变速器速比, i_0 为主减速器速比, η_T 为传动系的传动效率, v_a 为车速, I_e 为发动机转动惯量(包括飞轮), I_t 为涡轮转动惯量, I_c 为变矩器转动惯量, δ 为汽车旋转质量换算系数, m 为汽车质量, $\sum I_v$ 为车轮转动惯量。

式(4)中,当液力变矩器不闭锁时: $I_0 = I_t$;当液力

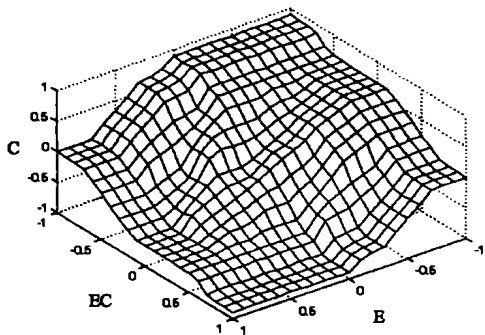


图7 油门模糊控制器的输入输出关系

由于模糊控制器输出为不连续变量,因此不能严格消除稳态误差。为此,油门模糊控制器采用了模糊 PI 控制,既可以提高系统的动态响应速度,又能保证系统的稳态控制精度。

由于系统所处的不同的动、静态阶段要求的模糊控制器的量化因子和比例因子是不同的,因此采用固定的控制器参数很难同时获得满意的动、静态特性。在油门模糊控制器中加入了参数模糊修正控制模块,对控制参数进行在线修正,其原理是:当车速偏差 E 和速差变化率 EC 较大时,缩小 E 和 EC 的分辨率,提高油门变化率 C 的变化幅度,从而加快消除车速偏差;当车速接近目标车速时,提高 E 和 EC 的分辨率,降低 C 的变化幅度,从而保证控制精度,达到稳态误差小的目的^[5]。图8为通过常规模糊控制算法得到的参数修改控制器输入输出关系。

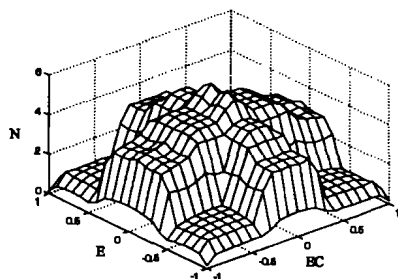


图8 参数修改控制器的输入输出关系

变矩器闭锁时： $I_0 = I_e + I_c$ 。

对于变矩器，设变矩比为 K ，速比为 i ，泵轮转速为 n_b ，涡轮转速为 n_t ，因 $n_b = n_e (n_e \text{ 为发动机转速})$ ， $n_t = v_a i_g i_0 / r$ ，可得：

$$T_t = T_b K \tag{5}$$

$$i = n_t / n_b = v_a i_g i_0 / n_e r \tag{6}$$

根据 i 可知 K 值。根据式(2)、式(3)、式(5) 可对 AT 汽车动力传动系的动力学和运动学特性进行分析。

5 AT 动力传动系动态工况模拟系统及其应用

基于上述原理，开发了 AT 动力传动系动态工况模拟系统。该系统包括行驶工况、驾驶员、发动机、变速器、换挡规律、汽车车体 6 个模块，各个部分相互独立，可分别进行参数的初始化，便于进行各种模块的组合，有利于 AT 汽车动力传动系的匹配和性能分析。

图 9 为 AT 汽车动力传动系动态模拟系统示意图。

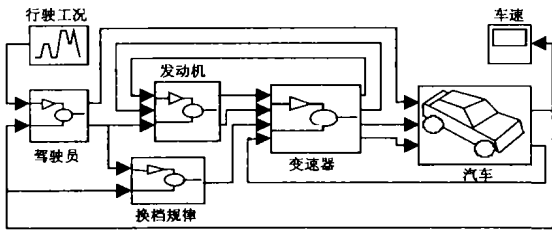


图 9 AT 汽车动力传动系动态模拟系统

应用该系统对装有 AT 的长安之星微车进行了动力性能、等速行驶经济性和 10 工况模拟。其中汽车整备质量为 1 545 kg，轮胎半径为 0.289 m，主减速器速比为 4.75，变速器各档速比依次为 2.962 5、1.515 2、1.000、0.737 5，汽车迎风面积为 2.491 2 m²，风阻系数为 0.419，道路阻力系数取 0.016，传动系的传动效率取 0.9^[6]。

图 10 为原地起步连续换挡加速过程(不使用超速档) 仿真示意图。仿真结果显示：

最高车速为 151 km/h；

原地起步连续换挡加速到 110 km/h 的时间为 33.2 s。

此外，由动力性能模拟仿真结果可知：

最大爬坡度为 48%；

直接档从 20 km/h 加速到 110 km/h 的时间为 44.3 s；

初速度为 50 km/h 的滑行距离为 580 m。

以上结果均能满足原型车的技术要求。

等速行驶燃油消耗量如表 2 所示。其中，原型车所装备的是五档手动变速器，主减速比为 3.909，各档速

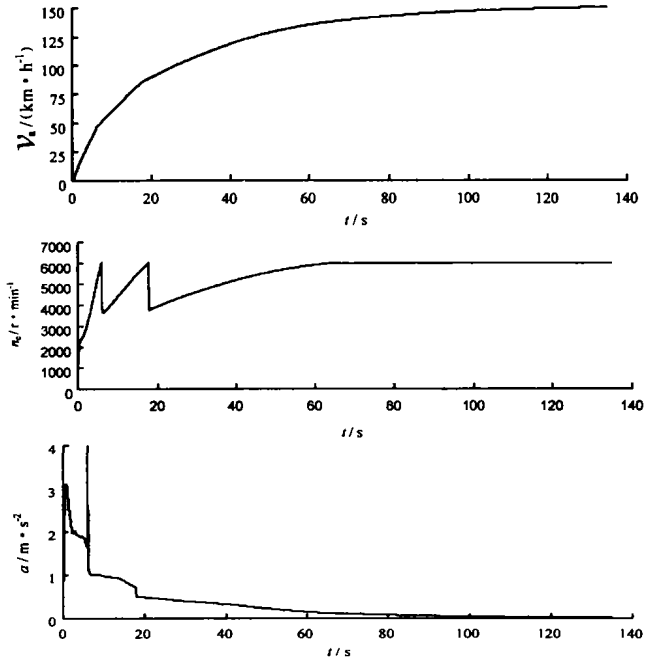


图 10 原地起步连续换挡加速过程仿真结果

比依次为 4.425、2.722、1.792、1.226、1.000。可以看出，低速 (< 40 km/h) 时油耗比原型车高得多，因为此时液力变矩器尚未闭锁，效率较低；而中高速 (≥ 40 km/h) 时，液力变矩器已闭锁，效率较高，故油耗仅略高于原型车。

表 2 AT 车与原型车经济性能比较

车速(km/h)	原型车油耗(L/100km)	AT 车油耗(L/100km)
20	4.4	7.8
30	4.3	6.9
40	4.5	5.3
50	5.1	6.0
60	5.5	6.5
70	6.1	6.5
80	6.8	7.1

此外，还对该车进行了微车 10 工况模拟。根据汽车多工况燃油消耗试验办法，汽车载荷取空载质量加两名乘员质量，该车为 1 110 kg；不使用超速档(四档)，最高使用档位限制为三档。仿真结果如图 11。整个循环工况的百公里耗油量为 8.0 L。

由 10 工况仿真结果可见，该系统可较好地对实际运行工况进行模拟，响应时间短且超调量小，油门变化平缓，换挡次数少，为进一步实现巡航控制奠定了基础。

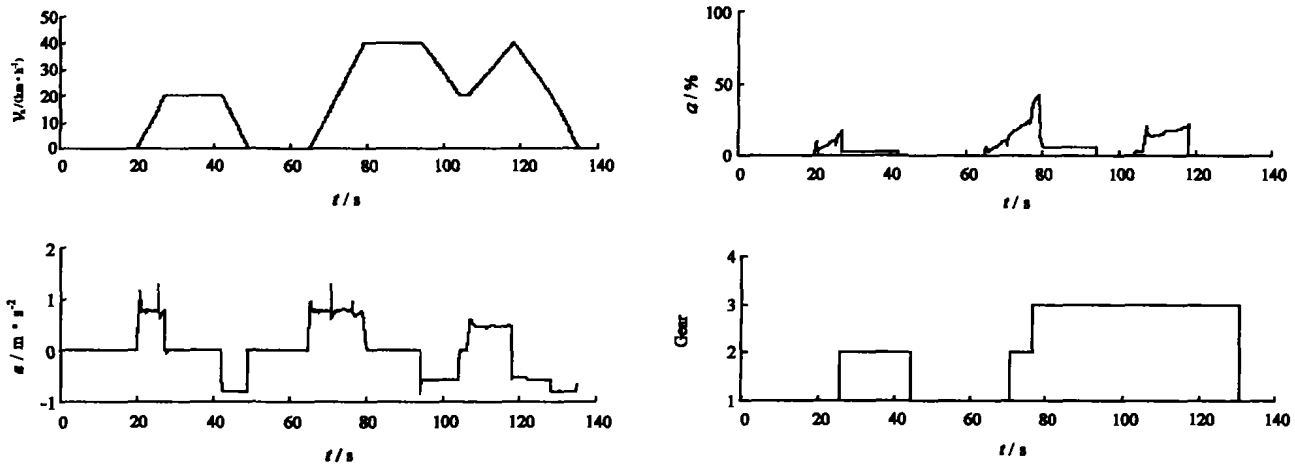


图 11 10 工况仿真结果

6 结论

1)建立了装备 AT 汽车动力传动系动态工况模拟系统,该系统可以较好地模拟各种实际运行工况,在此基础上对长安之星微车的动态特性进行了计算机仿真;

2)仿真结果表明:长安之星微车装备自动变速器后动力、经济性能良好,符合原型车的要求,从而为该改型项目提供了理论依据;

3)该 AT 动力传动系动态工况模拟系统具有良好的模拟仿真效果,为 AT 汽车的动态动力学、燃油经济性的预测分析,以及进一步实现巡航控制奠定了基础。

参考文献:

- [1] 何仁. 汽车动力性燃料经济性模拟计算方法及应用[M]. 北京:机械工业出版社,1996.
- [2] 朱经昌. 液力变矩器的设计与计算[M]. 北京:国防工业出版社,1992.
- [3] 葛安林. 车辆自动变速器理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社,1995.
- [4] 周守仁. 自动变速箱[M]. 北京:中国铁道出版社,1984.
- [5] 王红岩,秦大同,张伯英,等. 无级变速自动驾驶系统模糊控制策略[J]. 汽车工程,2000,22(6):397-402.
- [6] 余志生. 汽车理论[M]. 北京:机械工业出版社,1996.

Simulation of the Dynamic Performance of CHANASTAR Minicar with Automatic Transmission

TANG Yi, QIN Da-tong, HU Jian-jun

(State Key Lab. of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: According to the AT minicar project of Changan Automobile CO. Ltd., the system for simulating the dynamic driving mode of the powertrain with Automatic Transmission is established. The engine and hydraulic torque converter are tested, and the character diagrams are protracted. The two parameter shift rule and the driver fuzzy control module are established. On the basis of dynamical equation, the kinetic model of car is established. With the system, the dynamic and economical performances and ten-mode driving status are simulated. The simulation results show that the system can simulate the actual driving status well, the dynamic and economical performances of the minicar basically meet the technical requirements. The theoretic foundation is provided to the project. The foundation of cruise control is constituted.

Key words: minicar; powertrain; automatic transmission; dynamic driving mode; simulation

(责任编辑 成孝义)