

基于 GT-DRIVE 的 AT 车匹配仿真研究

the Research on Simulation of AT Vehicle' s Matching Based on GT-DRIVE

冯挽强

(华晨汽车工程研究院, 沈阳 110141)

Wanqiang Feng

(Brilliance Automobile Engineering Research Institute, Shenyang 110141)

摘要: 本文介绍了根据 AT 车动力学方程, 在 GT-DRIVE6.1.0 环境下建立某 B 级 5AT 整车模型, 并仿真计算不同变矩器和主减速比下整车动力性、经济性的方法。本文的建模仿真过程不仅为该 B 级车的选型和匹配提供了依据, 对 AT 车的匹配研究也有借鉴意义。

关键词: AT 车 GT-DRIVE 仿真 动力经济性

Abstract: The papers describes a process, establishing dynamic equations and simulation model of a 5AT vehicle in B class based on GT-DRIVE6.1.0 and analyzing the vehicle' s performance of dynamic and economy under different torque converter and FGR. The process in the papers not only will do well in the parameter selection of the 5AT vehicle in B class , but also is helpful for the research on matching of AT vehicle.

Key words: AT Vehicle, GT-DRIVE , Simulation, Performance of dynamic and economy

0 前言

液力自动变速器 AT(Automatic Transmission)以液力变矩器串接齿轮式机械自动变速器为特征,其特点是换挡冲击小、传动平稳,长期以来一直是汽车自动变速器产品中的主流机型。作为自动变速传动技术中发展最为成熟、应用最为广泛的结构形式,液力自动变速器在国内也有较高的市场占有率。为了提高 AT 车的动力性和经济性,国内对液力自动变速系统进行了很多研究,本文基于 GT-DRIVE 的 AT 车匹配仿真研究也属这方面内容。

在汽车产品开发初期,应用仿真软件进行参数匹配和性能预测,既能节约开发成本,又能缩短开发周期,还能降低劳动强度。GT-DRIVE 是 GT-SUITE 系列软件的重要组成部分,具有使用方便、功能强大等特点,对进行 CAE 分析有很大帮助^[1]。本文在 AT 车动力学分析的基础上,基于 GT-DRIVE 仿真计算不同变矩器和主减速比下 AT 的车整车动力性、经济性,不仅为整车厂确定该 B 级车变矩器和主减速比的提供依据,也为 AT 车的选型和匹配的提供研究方法和计算依据。

1 AT 车动力学模型

某 B 级车 AT 的结构简图如图 1 所示。该车动力传动系统由发动机、变矩器、变速机构、传动轴、主减速器、车轮的组成，可分为三部分：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。

对于变矩器泵轮固联的前半部分，有

$$T_b = T_e - (J_e + J_b) \frac{d\omega_e}{dt} \quad (1)$$

式 (1) 建立了 T_e 和 T_b 的关系，式 (1) 中：

T_b 为泵轮输出转矩； T_e 为发动机转矩； J_e 和 J_b 分别为发动机和泵轮转动惯量； ω_e 为发动机角速度。

在某节气门开度下，给出发动机的初始转速，由发动机部分负荷特性曲线，如图 2 所示，可得到 T_e 。

对于变矩器涡轮固联的后半部分，有

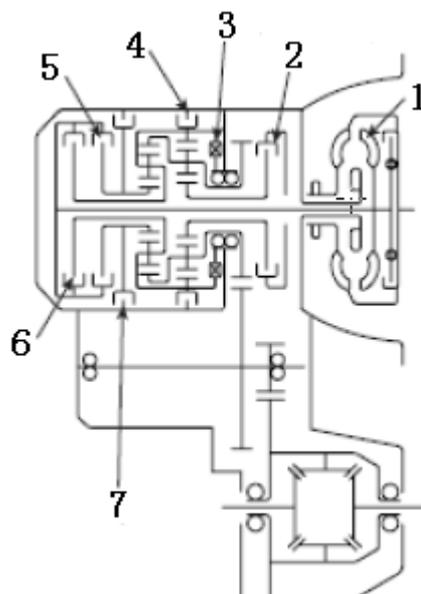
$$T_t = \frac{(F_f + F_i + F_w)r}{i_g i_0 \eta} + (J_t + J_v) \frac{i_g i_0}{r} \frac{dv_a}{dt} \quad (2)$$

$$J_v = \frac{Mr^2 + \sum J_r}{i_g^2 i_0^2 \eta} \quad (3)$$

式 (2) 建立了 T_t 和 $\frac{dv_a}{dt}$ 的关系，式 (2) 和式 (3) 中：

T_t 为涡轮输入转矩； F_f 、 F_i 和 F_w 分别为滚动阻力、坡度阻力和风阻； r 为车轮滚动半径； i_g 为当前传动比； i_0 为主减速比； η 为传动效率； J_t 为涡轮转动惯量； J_v 为等效转动惯量； M 为汽车质量； J_r 为车轮转动惯量； v_a 为车速。

对于变矩器本身，有^[2]



- 1 液力变矩器
- 2 前向离合器
- 3 单向离合器
- 4 低/倒档制动器
- 5 倒档离合器
- 6 超速离合器
- 7 2 档制动器

图 1 AT 结构简图

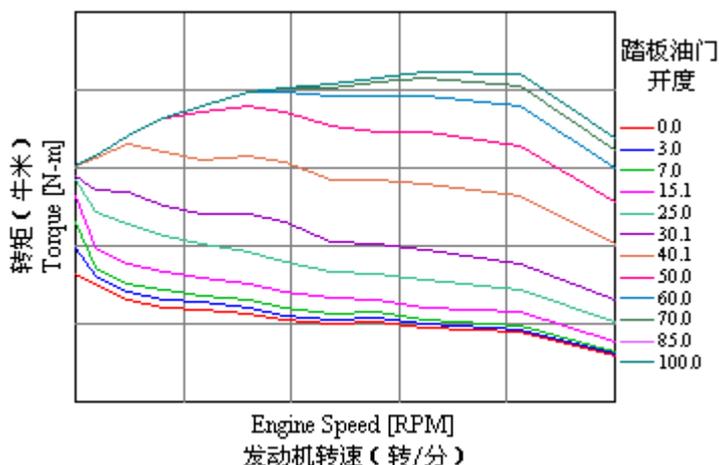


图 2 发动机部分负荷特性

$$K(i) = \frac{T_t}{T_b} = \frac{\lambda(i)_t}{\lambda(i)_b} \quad (4)$$

$$\eta(i) = \frac{T_t n_t}{T_b n_b} = K(i)i \quad (5)$$

式 (4) 建立了 T_t 和 T_b 的关系, 式 (4) 和式 (5)

中:

$K(i)$ 为变矩系数; $T(i)_t$ 和 $T(i)_b$ 分别为涡轮和泵轮转速; $\lambda(i)_t$ 和 $\lambda(i)_b$ 分别为涡轮和泵轮转矩系数; $\eta(i)$ 为变矩器效率; n_t 和 n_b 分别为涡轮和泵轮转

速; $i = \frac{n_t}{n_b}$ 为转速比。 $K(i)$, $\lambda(i)_b$ 和 $\eta(i)$ 都是 i 的

函数, 表示了变矩器的基本性能, 称为无因次特性。图 3 所示为 2 款液力变矩器的无因次特性, 下文将针对这 2 款变矩器进行匹配研究。

图 3 中, 2 款不同变矩器的 3 条特性曲线用实线和虚线区分, 变矩比 1 和变矩比 2 的曲线、效率 1 和效率 2 的曲线几乎重合, 变矩系数 1 和变矩系数 2 的区别较大; 因为图 3 表示的是无因次特性, 所以纵坐标为常数。

AT 车动力学模型为建立相应的仿真模型提供了理论依据。

2 AT 车仿真模型

GT-DRIVE 的仿真建模过程省略了很多底层工作, 本文在 GT-DRIVE6.1.0 环境下, 建立某 AT 车整车仿真模型的过程分为以下 4 步:

- 1 根据动力学模型选择合理的系统模块;
- 2 搭建整车仿真模型;
- 3 建立汽车系统的各总成和部件的机械连接和信号连接;
- 4 对各部件和总成进行参数化处理。

由此得到的 AT 车整车仿真模型模型如图 4 所示, 包括发动机模块 (Engine)、变矩器模块 (TC)、锁止离合器模块 (LC)、锁止离合器控制模块 (Lock)、车身模块 (Vehicle)、轮胎模块 (Tire)、路面模块 (Road) 和环境模块 (VehicleAmbient) 等模块, 以及相应的机械连接和信号连接。

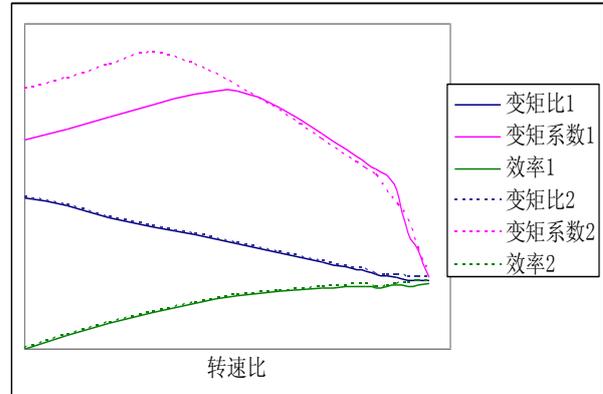


图 3 两款变矩器的无因次特性

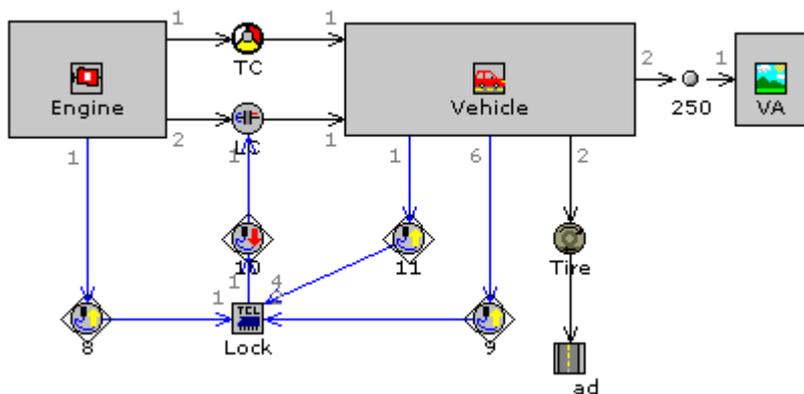


图 4 AT 车仿真模型

仿真模型模型各部分作用如下，

- 1 发动机模块：定义发动机特征，需输入发动机部分负荷特性（见图 2）、发动机燃油经济性（见图 5）等特征。
- 2 变矩器模块：定义变矩器特征，需输入变矩器无因次特性（见图 3）等特征。
- 3 锁止离合器模块：定义锁止离合器特征，本仿真的锁止离合器有锁止与分离两种状态。
- 4 锁止离合器控制模块：定义锁止离合器锁止点，需输入锁止离合器锁止规律（见图 6）等特征。
- 5 车身模块：定义整车特征，需输入变速器传动比、换挡规律（见图 7）等特征。
- 6 轮胎模块：定义轮胎特征，需输入轮胎转动半径、滚动阻力系数等特征。
- 7 路面模块：定义路面特征，需输入坡度等特征。
- 8 环境模块：定义环境特征，需输入温度等特征。
- 9 相应的机械连接和信号连接：定义各模块之间连接关系和信息通讯等特征。

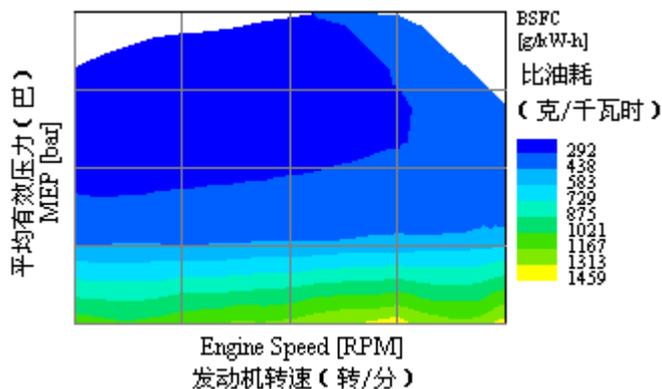


图 5 发动机燃油经济性

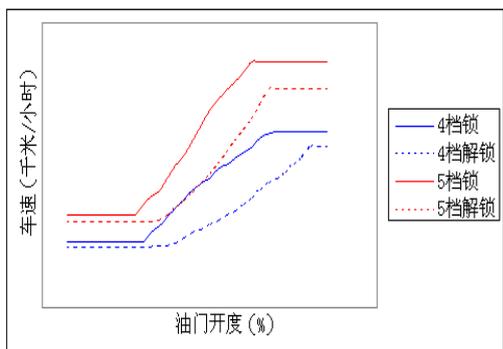


图 6 锁止离合器锁止规

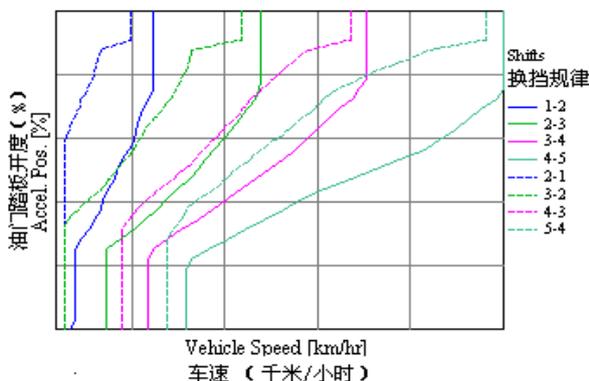


图 7 换挡规律

3 AT 车仿真分析

选择不同变矩器和主减速比，运行仿真模型，可得表 1 所示的仿真结果。其中，主减速比 1 大于主减

速比 2, 变矩器 1 的 $\lambda(0)_b$ 大于变矩器 2 的。

表 1 不同变矩器和主减速比下的仿真结果及设计目标

传动系	最高车速 (Km/h)	最大爬坡 度 (度)	0-100 加 速时间 (秒)	循环工况油 耗 (L/100Km)	等速油耗 (90Km/h, 5 档)	等速油耗 (90Km/h, 5 档)
变矩器 1, 主减速比 1	187.6	37.2	13.5	7.93	5.50	7.25
变矩器 1, 主减速比 2	194.8	32.8	15.2	7.51	5.46	7.36
变矩器 2, 主减速比 1	185.7	34.4	14.4	7.82	5.79	7.65
变矩器 2, 主减速比 2	191.3	30.5	16	7.44	5.74	7.81
设计目标 ^[3]	≥ 180	≥ 30	≤ 14.55	≤ 7.95	≤ 6.02	≤ 7.68

将仿真结果与设计目标比较, 剔除达不到设计目标的动力总成, 再对达标的动力总成综合比较, 可以完成 AT 车选型的工作, 也给 AT 车的匹配工作提供了有力依据。

试验样车采用变矩器 2 加主减速比 1 的组合, 得到的仿真结果和试验结果比较如表 2 所示。

两种结果的对比表明, 仿真结果和试验结果较接近, 误差在 5% 内, 说明仿真模型正确, 仿真结果可信, 该仿真方法可作为 AT 车匹配的指导性工具。

表 2 仿真结果和试验结果比较

仿真结果与试验结果 比较	最高车速 (Km/h)	最大爬坡 度 (度)	0-100 加 速时间 (秒)	循环工况油 耗 (L/100Km)	等速油耗 (90Km/h, 5 档)	等速油耗 (90Km/h, 5 档)
变矩器 2, 主减速比 1	185.7	34.4	14.4	7.82	5.79	7.65
试验样车	184.4	≥ 30	14.5	7.67	5.64	7.39

4 结论

本文在理论分析的基础上建立了 AT 车的仿真模型, 计算了不同变矩器和主减速比下该 AT 车的动力性和经济性。仿真结果和试验结果的对比, 表明仿真模型正确, 仿真结果可信。

本文的建模仿真过程不仅解决了该 B 级 AT 车选型和匹配的实际问题, 也为 AT 车的匹配工作提供了可信的计算工具, 对 AT 车的匹配研究有借鉴意义。

5 参考文献

- [1] 吕晓明等. 利用 GT-DRIVE 进行整车动力性经济性仿真分析. CDAJ 公司 2008 中国区用户年会论文集,

2008

[2] 葛安林. 车辆自动变速理论与设计. 机械工业出版社, 1993

[3] 中国汽车技术研究中心标准化研究所等. 汽车标准汇编. 中国标准出版社, 2010