

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.03.001

双状态无级变速传动系统起步控制优化^{*}

罗勇 孙冬野 秦大同 胡建军 曹友强
(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

【摘要】 传统的双状态无级变速车辆起步控制策略只考虑发动机与液力变矩器联合工作输出功率最大,而没有考虑金属带传动装置效率对起步性能的影响。为此,提出了综合考虑液力变矩器与金属带装置效率的最佳动力性起步控制策略,以驱动功率最大为目标设计算法,对起步过程金属带目标速比进行了优化计算。仿真及试验结果显示,在闭锁车速为 30 km/h、起步节气门开度为 20% 时,优化后的控制规律可以使闭锁时间提前约 0.8 s。

关键词: 车辆 液力变矩器 无级变速传动 起步控制 效率

中图分类号: U463.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)03-0001-05

Optimization of Start-up Strategies of Dual Mode CVT Powertrains

Luo Yong Sun Dongye Qin Datong Hu Jianjun Cao Youqiang
(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract

Conventionally, the start-up control strategy of dual mode CVT has focused on obtaining maximum output power of the combination of engine and torque converter; however, this strategy did not pay attention to the efficiency of the metal V-belt unit, which also influenced the start-up characteristics of the system. A start-up control strategy considering both TC and metal V-belt efficiency was proposed. An optimal algorithm was developed to calculate the target CVT ratio in order to obtain maximum driving power with consideration of both TC and metal V-belt efficiency. Simulation and experimental results indicated that, when lock-up speed was 30 km/h and start-up throttle opening was 20%, working time of the TC during the start-up process was reduced by about 0.8 s after the optimization.

Key words Vehicles, Torque converters, Continuously variable transmission, Start-up control, Efficiency

引言

无级变速器(continuously variable transmission, 简称 CVT)是理想的车辆传动系统,基于金属带传动装置的无级变速器已成功实现商业化^[1]。金属带传动装置属于摩擦传动,起步性能差,必须与其他起步装置联合使用,新一代无级变速系统通常采用液力变矩器(torque converter, 简称 TC)作为起步装置^[2]。为提高效率,液力变矩器通常配备有锁止机构,在车辆起步及低速行驶时,液力变矩器工作在液力传动工况,车速提高到一定值后,变矩器锁止,其

效率接近 100%^[3],采用这种结构的无级变速系统通常被称为双状态无级变速系统(dual mode CVT)。与普通液力自动变速系统的控制策略不同,对于双状态无级变速系统,在汽车起步和低速行驶时,不仅液力变矩器发挥自动变扭调速的作用,金属带传动装置也可在控制器控制下发挥调速功能。

起步过程动力性不足是导致消费者对无级变速器接受程度低的重要因素,提高起步过程的动力性就成为无级变速器研究的重点内容之一^[4]。为提高起步过程的动力性,有的学者提出了使液力变矩器工作在效率最高点为目标的控制策略^[5],有的学

收稿日期: 2009-04-17 修回日期: 2009-05-25

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50475066)和重庆市自然科学基金资助项目(2007BB0112)

作者简介: 罗勇, 博士生, 主要从事车辆动力传动与控制研究, E-mail: luoyong@cqu.edu.cn

者提出了发动机与液力变矩器联合工作输出功率最大为目标的控制策略^[6],这些控制策略都没有考虑金属带效率对系统驱动功率的影响。在实际系统中,金属带装置效率随其工况变化在70%~95%间变化^[3],对驱动功率的影响是可观的,因此,有必要综合考虑发动机工作点、液力变矩器效率、金属带效率三者之间的耦合关系,以驱动功率最大为目标对起步过程的速比控制规律进行优化。

1 原理及系统部件测试

1.1 金属带装置效率对起步过程驱动功率的影响

无级变速汽车在起步阶段应主要考虑其动力性^[7],在不考虑主减速器效率的情况下, P_e 为发动机功率, η_{tc} 为液力变矩器效率, η_{cvt} 为金属带传动装置效率,则车辆获得的驱动功率为

$$P_d = P_e \eta_{tc} \eta_{cvt} \quad (1)$$

由式(1)可以看出,汽车所获得的驱动功率与金属带传动装置的效率有关,而金属带传动装置的效率随其工作状况的变化在70%~95%之间变化,要真正实现起步过程动力性最佳的目标,需要考虑金属带传动装置效率对驱动功率的影响,以驱动功率最大为目标函数,对各节气门开度和车速下的金属带目标速比进行优化计算。

1.2 主要部件数值模型

以装备双状态无级变速器的轿车为对象,对考虑金属带传动装置效率时的最佳动力性起步规律进行优化计算。系统采用JL472Q1型发动机,发动机最大输出功率为45 kW,最大输出转矩为80 N·m,所采用的金属带装置速比的变化范围为0.5~2.5,主减速比 $i_0=5.9934$ 。

经过试验建立JL472Q1型发动机输出转矩数值模型,如图1所示。通过试验获得金属带装置效率与其速比和输入转矩的关系,建立其效率的数值模型,如图2所示。将液力变矩器的速比定义为涡轮转速与泵轮转速之比,经台架试验得其原始特性曲线如图3所示。

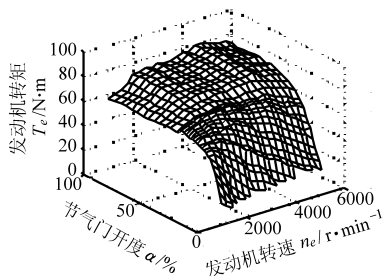


图1 发动机转矩输出模型

Fig.1 Engine torque mode

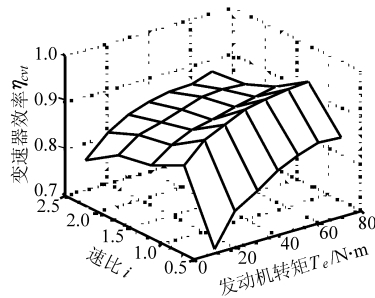


图2 CVT效率模型

Fig.2 CVT efficiency mode

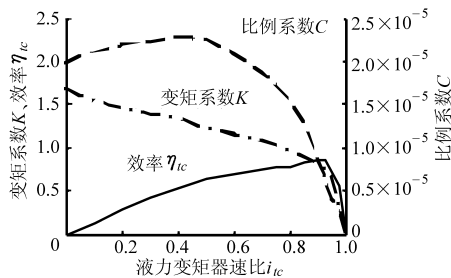


图3 液力变矩器原始特性曲线

Fig.3 Characteristics of TC

1.3 发动机与液力变矩器共同工作特性

在不同的液力变矩器速比下,根据液力变矩器原始特性曲线查得比例系数 C ,再根据公式 $T_p = Cn_p^2$ 可以获得不同速比下液力变矩器输入转矩和转速的关系。将这些关系曲线与不同节气门开度下发动机输出转矩和转速的关系画在同一个图上,即得到发动机与液力变矩器共同工作输入特性,如图4所示。

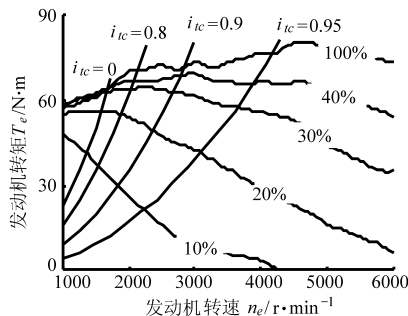


图4 发动机与液力变矩器共同工作输入特性

Fig.4 Cooperating input performance of engine and torque converter

由图4可得某节气门开度下液力变矩器速比变化时共同工作的泵轮转速 n_p ,再根据 $n_t = i_{tc} n_p$ 可以算得共同工作的涡轮转速 n_t 。将不同节气门开度下共同工作的泵轮转速和涡轮转速的对应关系画在同一张图上,即得到发动机与液力变矩器共同工作输出特性,如图5所示。

2 考虑金属带效率的起步过程优化

2.1 问题定义

在考虑金属带效率的情况下求取最佳动力性速

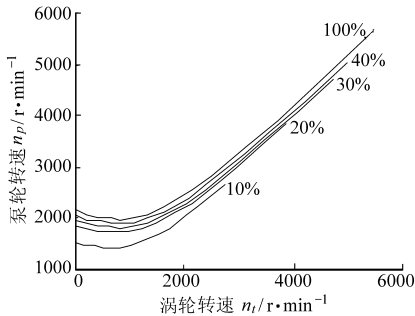


图 5 发动机与液力变矩器共同工作输出特性
Fig. 5 Cooperating output performance of engine and torque converter

比控制规律可以归结为一个优化问题：在某一节气门开度 α 和车速 v 下，求使驱动功率 P_d 最大的金属带速比 i 。

$$\begin{aligned} \text{目标函数} \quad & \max P_d = P_e \eta_{tc} \eta_{cvt} \\ \text{约束条件} \quad & \begin{cases} T_e \leq T_{\max}(n_e) \\ n_{\min} \leq n_e \leq n_{\max} \\ i_{\min} \leq i \leq i_{\max} \end{cases} \end{aligned} \quad (2)$$

式中 $T_{\max}$ ——某转速下发动机的最大转矩
 $n_{\min}$ 、 $n_{\max}$ ——发动机最大和最小转速
 $i_{\min}$ 、 $i_{\max}$ ——金属带最大和最小速比

2.2 优化算法

选择闭锁车速为 30 km/h，计算过程如图 6 所示，其总体思路为：节气门开度变化范围为 0 ~ 100%，将其以 $\Delta\alpha$ 为步长等分，起步过程车速范围为 0 ~ 30 km/h，将其以 Δv 为步长等分；在每一节气门开度和车速下，金属带速比在其范围 0.5 ~ 2.5 内以 Δi 为步长变化，计算出每一速比下车辆实际获得的驱动功率 P_d ；取 P_d 最大处的金属带速比作为指定节气门开度和车速下的目标速比，存储在数表中。

在某一节气门开度 α 和车速 v 下，当金属带速比为 i 时，计算车辆驱动功率 P_d 的具体步骤为：

(1) 根据车速和金属带速比计算涡轮转速，当车轮半径为 r 时

$$n_t = \frac{v i i_o}{0.377 r} \quad (3)$$

(2) 根据图 5 所示的液力变矩器与发动机共同工作输出特性，由节气门开度 α 和涡轮转速 n_t 得到泵轮转速 n_p ，发动机转速 n_e 等于泵轮转速 n_p ；判断发动机转速范围是否满足约束条件，满足则继续下一步的计算，否则计算下一个速比。

(3) 根据发动机数值模型，由发动机转速 n_e 得到发动机输出转矩 T_e ，并判断 T_e 是否满足约束条件；根据泵轮转速 n_p 和涡轮转速 n_t 得到液力变矩器速比 i_{tc} ，查液力变矩器原始特性曲线得到该速比下的效率 η_{tc} 。

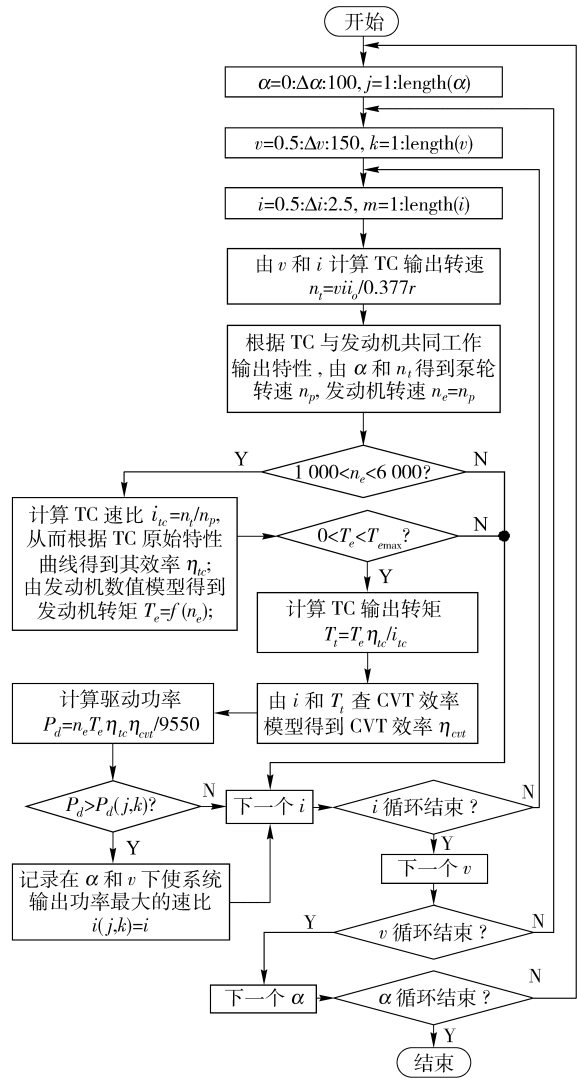


图 6 优化计算程序流程图
Fig. 6 Program block diagram of the optimization

(4) 计算涡轮输出转矩

$$T_t = T_e \eta_{tc} / i_{tc} \quad (4)$$

(5) 根据涡轮输出转矩 T_t 和金属带速比查金属带装置效率模型得到金属带装置的效率 η_{cvt} 。

(6) 根据发动机输出转矩 T_e 、发动机转速 n_e 、液力变矩器效率 η_{tc} 和金属带装置效率 η_{cvt} 计算车辆获得的驱动功率为

$$P_d = \frac{n_e T_e \eta_{tc} \eta_{cvt}}{9550} \quad (5)$$

根据以上步骤计算出所有速比下的驱动功率 P_d ，取 P_d 最大处的金属带速比作为指定节气门开度和车速下的目标速比，存储在数表中。

2.3 优化计算结果

取 $\Delta\alpha = 2$ 、 $\Delta v = 1$ 、 $\Delta i = 0.001$ 进行优化计算，得到考虑金属带效率后的最佳动力性起步目标速比图，如图 7 所示。

如果以 $\max(P_e \eta_{tc})$ 作为目标函数，则得到传统

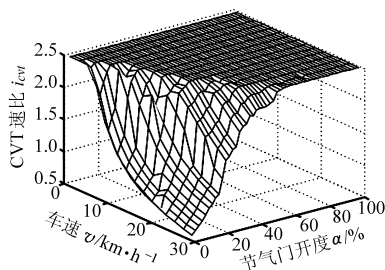


图7 优化的目标速比图

Fig. 7 Target CVT ratio after optimization

的最佳动力性起步控制规律,该控制规律仅考虑液力变矩器效率,而没有考虑金属带效率对驱动功率的影响。为进一步分析优化后的控制规律与传统控制规律的差别,对两者进行了对比,如图8所示。

图8a是优化后发动机输出功率与传统方法得出的发动机输出功率之差,可以看出优化后发动机输出功率普遍有所减小;图8b是优化后的系统效率与传统控制规律的系统效率之差,系统效率 $\eta_{sys} = \eta_{tc}\eta_{cvt}$,可看出优化后系统效率普遍有所增加;图8c是优化后车辆驱动功率与传统控制规律车辆驱动功率之差,虽然优化后发动机发出功率有所降低,但系统效率增加更明显,使优化后驱动功率反而高于优

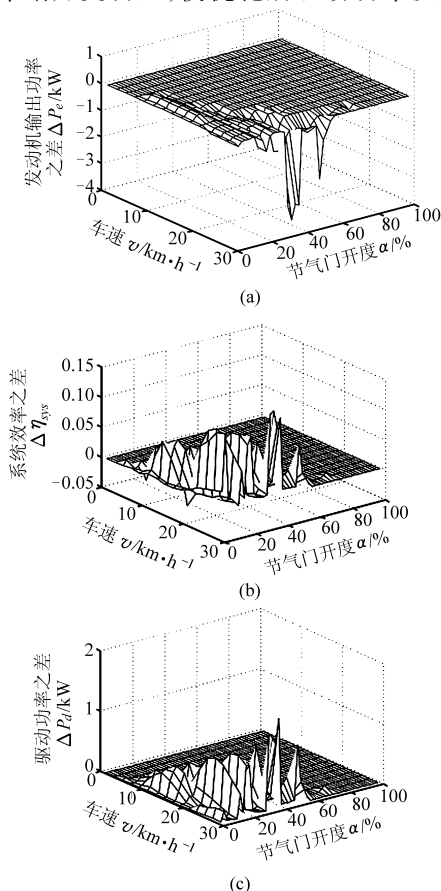


图8 优化后的控制规律与传统控制规律对比

Fig. 8 Compare between control strategies before and after optimization

(a) 发动机功率之差 (b) 系统效率之差 (c) 驱动功率之差

化前,提高了起步过程的动力性。

3 系统建模与仿真

上述计算属于静态计算,为进一步验证优化控制规律的效果,建立系统仿真模型并对优化后的控制规律与传统控制规律进行仿真对比分析。

3.1 双状态无级变速传动系统模型

无级变速传动系统简化模型如图9所示,根据图中关系可以列出系统动力学方程如下^[8]

$$T_e - T_p = I_e \dot{\omega}_e \quad (6)$$

$$T_t = T_p \eta_{tc} / i_{tc} \quad (7)$$

$$T_t - T_{in} = I_t \dot{\omega}_t \quad (8)$$

$$T_s = T_{in} i_{cvt} \quad (9)$$

$$T_s - T_d = I_s \dot{\omega}_s \quad (10)$$

$$T_d i_o - T_r = I_v \dot{\omega}_v \quad (11)$$

$$\omega_t = i_{tc} \omega_e \quad (12)$$

$$\dot{\omega}_t = \dot{\omega}_s i + \dot{i} \omega_s \quad (13)$$

$$\omega_s = i_o \omega_v \quad (14)$$

式中 I_e ——发动机与泵轮轴等效转动惯量
 I_t ——涡轮及金属带装置输入轴转动惯量
 ω_s ——金属带装置输出轴角速度
 I_s ——带轮组输出轴及主减速器转动惯量
 ω_v ——车轮角速度 T_r ——汽车阻力矩
 I_v ——车体转动惯量
 T_{in} ——CVT 输入转矩

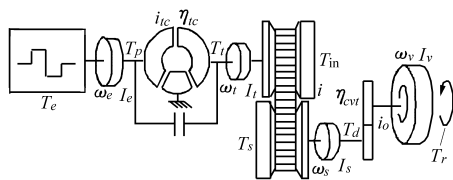


图9 无级变速传动系统模型

Fig. 9 Mode of the CVT system

3.2 仿真与结果分析

对传统的起步控制规律和考虑金属带效率的起步控制规律进行仿真对比分析,仿真采用定步长方式进行,闭锁车速为30 km/h,结果如图10所示。

从图10看出,优化后的控制规律使金属带效率和液力变矩器效率都有所提高,车辆驱动功率有所增加,车辆加速能力增强。采用优化后的控制规律时液力变矩器的闭锁时间 t_1 为6.33 s,而采用传统控制规律时液力变矩器的闭锁时间 t_2 为7.25 s,可见优化的起步控制规律具有较好的控制效果。

4 试验研究

为验证优化控制规律的效果,在车辆无级变速传动试验台上进行了试验研究。试验台以发动机作

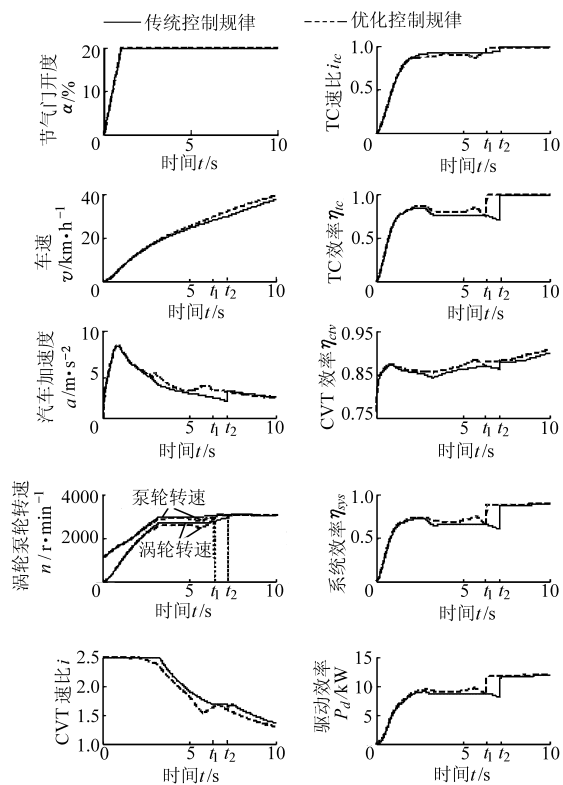


图 10 仿真结果

Fig. 10 Simulation results

为动力源,以电涡流测功机为吸收能量和加载装置,采用 dSPACE 进行控制,其结构如图 11 所示。

图 12 是闭锁车速为 30 km/h、节气门开度为 20% 时的试验结果。试验结果显示,采用优化控制规律时液力变矩器闭锁时间 t_1 为 7.68 s,而采用传统控制规律时液力变矩器闭锁时间 t_2 为 8.47 s,试验结果验证了本文理论和算法的正确性。

5 结束语

针对双状态无级变速器传统起步控制规律的不足,提出了综合考虑液力变矩器与金属带效率的起

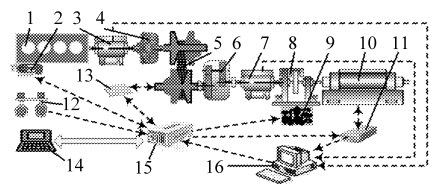


图 11 无级变速传动试验台结构图

Fig. 11 Test bed of CVT powertrain

1. 发动机
2. 电子节气门
- 3、7. 转速转矩传感器
4. 液力变矩器
5. CVT
6. 升速箱
8. 制动器
9. 制动器执行机构
10. 测功机
11. 测功机控制器
12. 加速和制动踏板
13. CVT 控制器
14. 计算机
15. dSPACE
16. 工控机

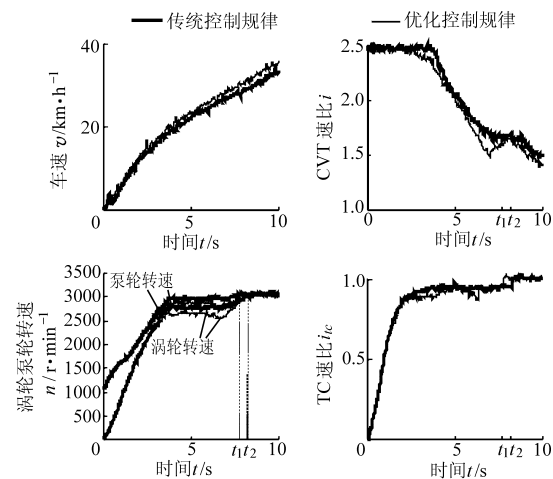


图 12 试验结果

Fig. 12 Experiment results

步控制策略。设计算法,综合考虑液力变矩器与金属带效率,以驱动功率最大为目标对起步过程的目标金属带速比进行了优化。仿真及试验表明,优化后的控制规律能使系统获得更大的驱动功率,在闭锁车速同为 30 km/h、节气门开度为 20% 时,优化的控制规律使液力变矩器闭锁时间提前约 0.8 s,验证了本文理论及算法的正确性。

参 考 文 献

- 1 Yang Xinhua. Electro-mechanical control devices for continuously variable transmission of vehicle[C]. SAE Paper 2008-01-1687, 2008.
- 2 Kenji S, Hironobu W, Tsutomu S, et al. Development of a new-generation CVT with medium torque capacity for front-drive cars[C]. SAE Paper 2006-01-1306, 2006.
- 3 Francis V S, Toms V D, Gertjan V S, et al. Efficiency optimization of the push-belt CVT[C]. SAE Paper 2007-01-1457, 2007.
- 4 Dipak P, Jeff E, Mike O. CVT drive research study[C]. SAE Paper 2005-01-1459, 2005.
- 5 Kazumichi T, Takao T, Kazumasa T, et al. Toyota's new belt-drive continuously variable transaxle for 1.3-liter FWD cars [C]. SAE Paper 2006-01-1305, 2006.
- 6 刘振军,秦大同,胡建军. 双状态无级变速车辆起步控制[J]. 汽车工程,2002,24(5):387~390.
- 7 Antonio R, Paolo B, Cristiana D. Design, construction and experimental testing of an high efficiency continuously variable transmission[C]. SAE Paper 2009-01-1542, 2009.
- 8 孙冬野,秦大同. 液力变矩器-机械无级变速器自动变速汽车综合控制策略研究[J]. 机械工程学报,2003,39(2):102~105. Sun Dongye, Qin Datong. Study on integrated control strategy for a car with a hydro-mechanical continuously variable transmission system [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(2):102~105. (in Chinese)