

电控机械式自动变速器换挡过程中离合器的接合控制

曹桂军 葛安林 郑 磊

(吉林大学液力机械传动研究所 长春 130025)

秦贵和

(吉林大学计算机学院 长春 130025)

摘要：为有效减少换挡过程中离合器的接合冲击，需要在机械式自动变速器的离合器接合模型基础上，运用合适的控制方法来寻求离合器接合的控制规律。首先采用反馈方法求解模型的控制矢量，得到闭环的离合器接合过程模型；接着对电控机械式自动变速器换挡过程中离合器的接合过程进行模拟，得出离合器接合过程中发动机和变速器输入轴的转速和转矩变化过程，并计算出相应的离合器弹簧分离指小端位移和车辆冲击度；通过用模拟结果和实车测试结果对比，验证了模型和控制方法的准确性，为进一步提高机械式自动变速器的性能奠定了基础。

关键词：离合器 反馈控制 仿真

中图分类号：U463.2

0 前言

电控机械式自动变速器(AMT)的传动效率高，可以有效提高车辆的燃油经济性。但由于它仍然是一种有级变速器，在换挡过程中由于传动比的突然变化，造成离合器在挂挡完毕后重新接合时，产生接合冲击。冲击严重时，不但乘员舒适性会降低，还会增加车辆传动系的动载荷。提高 AMT 的换挡品质，关键是要很好地控制离合器的接合，这是 AMT 系统的一个关键问题^[1,2]。

AMT 与液力机械式自动变速器(AT)相比，区别如下。

(1) AMT 为切断动力换挡，无 AT 的液力变扭器在换挡过程中缓和振动和冲击的优越条件。

(2) AMT 采用的平行轴机械变速器比 AT 采用的行星轮组机械变速器难于实现自动化。

(3)AMT 的换挡时序要求严格，必须对发动机、离合器和变速器进行联合控制，故控制的难度比 AT 要大。

作为车辆传动系统的中间环节，AMT 的控制需要和车辆发动机，ABS 进行协调控制。特别是在换挡过程中，发动机的转速和转矩变化轨迹和离合器控制机构的控制轨迹都必须根据当前车辆传感器的测量结果来进行预测，这样才能更好地进行离合器

的接合控制。首先给出了离合器接合性能评价指标，然后运用反馈理论来模拟离合器的接合过程，得出此过程中的发动机转速和转矩变化以及离合器弹簧分离指小端的位移，最后与测试对比，验证了模拟过程的准确性。

1 换挡品质及评价

换挡品质是在保证动力传动系统寿命的前提下迅速稳定地换挡变速的程度。其评价性能指标主要为：冲击度、换挡时间和滑磨^[1-3]。这里主要针对离合器在一定接合时间下冲击度问题进行研究。

乘员舒适性是一种主观事物，不同的驾驶员感觉程度都不尽相同。但总的看来，车辆加速度的变化越平滑，冲击度的峰值越小，换挡舒适性越好。可以用冲击度来作为评价换挡舒适性的指标。

冲击度 j 表示为车辆行驶过程中加速度 a 的变化率

$$j = \frac{da}{dt} = \frac{r_w}{i_0 i_g} \frac{d^2 w_v}{dt^2} \quad (1)$$

式中 w_v ——变速器输入轴角速度

r_w ——车轮半径

i_g ——挡位传动比

i_0 ——主减速器传动比

也可以用离合器的参数表示为

$$j \approx \frac{1}{d_g m} \frac{2i_g i_0 h m_c R_c}{r_w} \frac{dF_{c,1}}{dt} \quad (2)$$

式中 d_g —— 旋转质量换算系数
 m —— 整车质量
 h —— 变速箱到车轮的传动效率
 F_{cl} —— 离合器的接合压力
 m_c —— 离合器的摩擦因数
 R_c —— 离合器的摩擦半径

2 换挡过程中离合器接合模型的建立

2.1 离合器接合的物理模型

考虑传动系各个部件的摩擦阻力，并只考虑离合器接合时传动系的低频特性^[4]，可将离合器前后输入等效为刚体^[2,3,5]，得到如图 1 的数学模型。

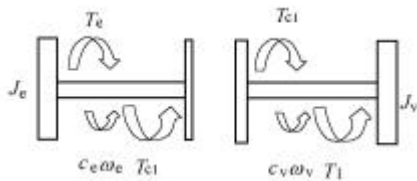


图 1 离合器接合过程中的简化数学模型

离合器接合过程中的方程式为

$$J_e \dot{w}_e = T_e - c_e w_e - T_{cl} \quad (3)$$

$$J_v \dot{w}_v = T_{cl} - c_v w_v - T_l \quad (4)$$

式中 w_e —— 发动机曲轴角速度
 J_v —— 离合器从动部分的等效转动惯量(对变速器，传动轴，主减速器，半轴，车轮和整车质量的等效换算)
 c_e —— 发动机飞轮、曲轴和其他运动部件折合到曲轴上的当量阻尼
 c_v —— 离合器从动片后传动系的当量阻尼
 T_l —— 离合器从动部分的负载转矩
 T_e —— 发动机输出转矩
 T_{cl} —— 离合器接合中传递的转矩

2.2 控制系统理论基础

一个可控的开环系统可以由 n 阶状态矩阵和 l 阶输出矩阵表示^[6]

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx = \begin{bmatrix} E \\ F \end{bmatrix} x \end{cases} \quad (5)$$

式中 $x \in \mathbf{R}^n$ $u \in \mathbf{R}^m$ $A \in \mathbf{R}^{n \times n}$
 $B \in \mathbf{R}^{n \times m}$ $C \in \mathbf{R}^{l \times n}$
 $E \in \mathbf{R}^{p \times n}$ $F \in \mathbf{R}^{(l-p) \times n}$

为了保证 $w = Ex$ 的可控性，输出维数必须大于等于可控维数，即 $l \geq p$ 。要使输出能够跟踪参考输入 $r(t) \in \mathbf{R}^p$ ，通过适当的选取反馈控制器参数，使

得稳态输出

$$\lim_{t \rightarrow \infty} w(t) = r(t) \quad (6)$$

令 $\& = r - w = r - Ex$ ，则方程可以被重新写为

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ -E & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ I \end{bmatrix} r = \bar{A}x + \bar{B}u + \bar{B}'r \\ y = [C \quad 0] \begin{bmatrix} x \\ z \end{bmatrix} = \bar{C}x' \end{cases}$$

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ -E & 0 \end{bmatrix} \in \mathbf{R}^{(n+p) \times (n+p)} \quad (7)$$

式中 $\bar{B} = \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} \in \mathbf{R}^{(n+p) \times m}$

$\bar{B}' = \begin{bmatrix} 0 \\ I \end{bmatrix} \in \mathbf{R}^{(n+p) \times p}$

$\bar{C} = [C \quad 0] \in \mathbf{R}^{(l+p) \times n}$

在离合器的接合模型中，输入控制矢量 u 的维数 $m = p$ ，输出矩阵的维数 $l = p$ 。故状态反馈可以被表示为

$$u = K_1 x + K_2 z = [K_1 \quad K_2] \begin{bmatrix} x \\ z \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中 K_1, K_2 为系统的反馈矩阵， $K_1 \in \mathbf{R}^{p \times p}$ ， $K_2 \in \mathbf{R}^{p \times n}$ 。系统的原理如图 2 所示。

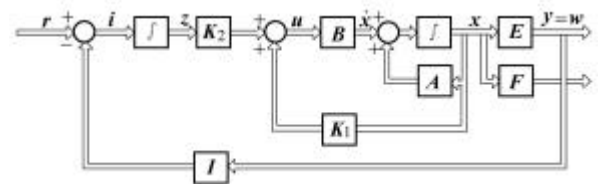


图 2 跟踪系统的原理图

如果 (\bar{A}, \bar{B}) 可控，状态反馈定律可以将系统配置在满意的闭环特征值区间。因此，根据实际需要选择合适的闭环特征值组，就可以得到预期的控制效果。

带入 Santana2000 试验车参数进行计算，式 (1)、(2) 表达的离合器接合模型满足上述理论，决定选取发动机的曲轴转速 w_e 和转速差 $w_e - w_v$ 作为状态变量^[3,5]，建立控制方程

$$\dot{w}_e = -\frac{c_e}{J_e} w_e + \frac{1}{J_e} (T_e - T_{cl}) \quad (9)$$

$$\dot{w}_e - \dot{w}_v = \left(-\frac{c_e}{J_e} + \frac{c_v}{J_v} \right) (w_e - w_v) + \frac{1}{J_e} (T_e - T_{cl}) - \frac{1}{J_v} (T_d - T_l) \quad (10)$$

选取状态量 $x_1 = w_e$ 和 $x_2 = w_e - w_v$ ，控制量 $u_1 = T_e - T_{cl}$ 和 $u_2 = T_{cl} - T_l$ ，系统转换为

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_e}{J_e} & 0 \\ \frac{c_v}{J_v} - \frac{c_e}{J_e} & -\frac{c_v}{J_v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{J_e} & 0 \\ \frac{1}{J_e} & -\frac{1}{J_v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \\ y = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (11)$$

给定参考输入 $r(R^{2 \times 1})$ 为两个输出 (x_1, x_2) 的参考值。此时, $m = n = p = l = 2$ 。令 $\dot{x} = r - y$, 方程式(11)成为增广方程式

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_e}{J_e} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{c_v}{J_v} - \frac{c_e}{J_e} & -\frac{c_v}{J_v} & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{J_e} & 0 \\ \frac{1}{J_e} & -\frac{1}{J_v} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_1 \\ r_2 \end{bmatrix} \\ y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (12)$$

式(12)中选择对控制效果影响最关键的控制量为 $u_2 = T_{cl} - T_1$ 。其中 T_1 可以通过当前车辆状态辨识得到, T_{cl} 的选取也在很大程度上决定了 T_e 的变化。如何复现 T_{cl} 和对应的离合器执行机构行程成为了离合器接合控制的核心。已有的离合器接合规律可见参考文献[1, 2]。

3 离合器接合过程的模拟分析

在传动系管理系统中, 发动机控制单元和 AMT 控制单元在换挡过程中通过 CAN 总线进行实时通讯。在换挡过程中, 发动机输出的扭矩和转速都要跟踪 AMT 控制单元发给发动机控制单元的目标转矩—时间序列和速度—时间序列^[7]。图 3 为一挡换二挡过程的示意图。

$t_1 \sim t_2$ 段, 发动机降低转矩使发动机转速迅速下降; 此阶段对应离合器分离过程。

$t_1 \sim t_2$ 段, 离合器完全分离, 发动机转速继续下降。

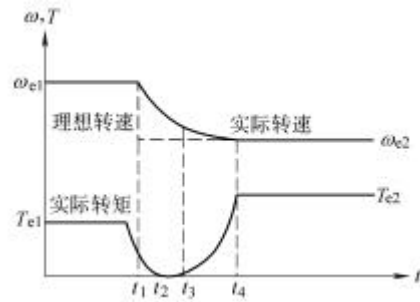


图 3 1 挡换 2 挡时发动机转速和转矩示意图

$t_3 \sim t_4$ 段, 离合器接合过程, 发动机转速与变速器输入轴转速逐渐同步。

$t_3 \sim t_4$ 段的离合器接合过程对换挡品质的影响最为明显。离合器的传递转矩和接合压力间的关系可以表示成

$$T_{cl} = 2m_c R_c F_{cl} \quad (13)$$

离合器分离指小端位移和离合器接合压力关系为

$$F_{cl} = \frac{\pi E d_s \ln \frac{R}{r} [(h - k_2 x)(h - 0.5k_2 x) + d_s^2]}{6(1 - m^2)(L - l)(l - r_F)} \quad (14)$$

式中 E ——膜片弹簧的弹性模量(MPa)

m ——泊松比

R ——膜片弹簧外半径

r ——膜片弹簧的内半径

h ——膜片弹簧的锥高

L ——膜片弹簧的外支撑半径

l ——膜片弹簧的内支撑半径

r_F ——膜片弹簧小端的加载半径

d_s ——膜片弹簧材料的厚度

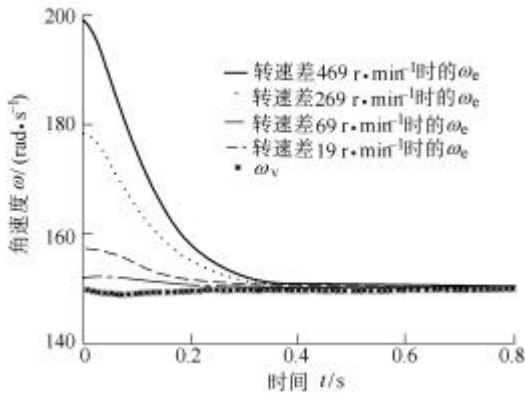
k_2 ——力臂比, $k_2 = \frac{R - r}{l - r_F} < 1$

x ——离合器小端加载处的轴向位移

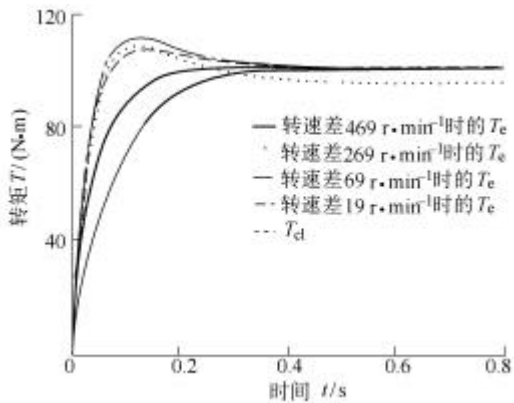
AMT 在一挡换二挡的过程中, 由于需要的发动机转速变化较大, 在短时间内很难使发动机转速调到目标转速, 进而产生接合冲击。采用较合理的控制量输入, 可以减小离合器的接合冲击。选择 1-2 挡动力性换挡曲线上的数据(发动机转速 $2542 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 发动机输出转矩为 $51.2 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。换上二挡, 重新接合离合器时, 变速箱输入轴转速为 $1430 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 转矩 $91.2 \text{ N} \cdot \text{m}$) 进行离合器接合过程模拟。

在相同接合时间(0.4 s)内, 不同初始发动机转速下, 离合器按照相同的接合规律接合时, 发动机在低转速差下的发动机转矩曲线更接近于离合器传递转矩曲线, 如图 4 所示。这是由于在图 3 中的 $t_3 \sim t_4$ 时间段中, 根据式(3), 转速差越大时, 在结合过程中需要用较多离合器传递转矩用来克服发动机

曲轴系惯性力矩。在图 4b 中，转速差越大，相应的发动机转矩曲线和离合器传递转矩曲线交点越接近 0.4 s。相应的发动机转速变化也呈指数下降趋势。



(a) 离合器接合过程角速度变化曲线



(b) 离合器接合过程中转矩曲线

图 4 离合器接合过程的参数曲线

在相同的初始转速差(69 r·min⁻¹)下，不同的离合器转速同步时间时对应于仿真结果计算得到离合器小端位移 x 随时间的变化关系如图 5。这里计算得到的 x 不包括离合器主从动片完全同步后分离指的行程。

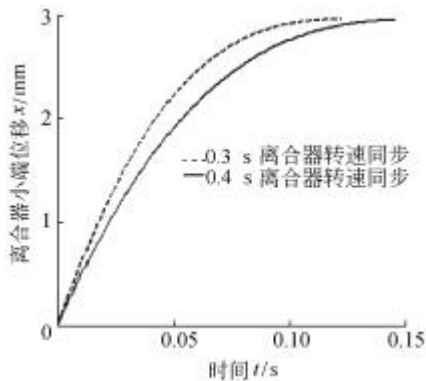


图 5 两种接合时间下的离合器小端位移

计算得到初始转速差为 69 r·min⁻¹ 时的冲击度对比如表 1 所示。由冲击度定义可知冲击度的值仅

取决于离合器接合压力的变化率，这与计算得到的结果相吻合。

表 1 两种接合时间下的冲击度的对比

冲击度 $j / (\text{m} \cdot \text{s}^{-3})$	时间 t/s	
		0.3
	3.25	2.36

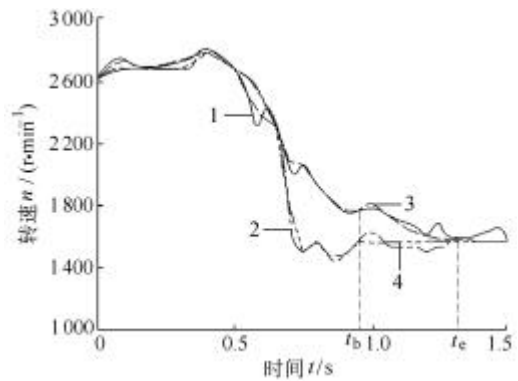
4 仿真结果与试验结果对比

结合 Santana2000 实车测试结果^[2]，将由方程式(12)表示的控制系统得到的模拟结果和测试结果进行对比。两组对比的条件如表 2。

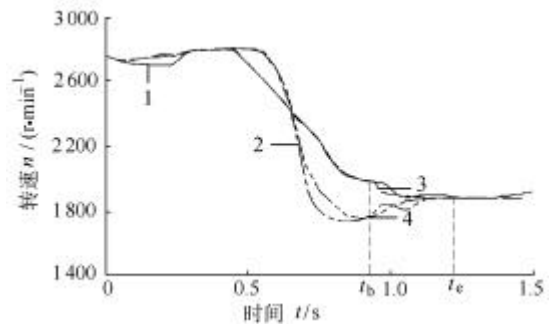
表 2 离合器接合试验中的初始条件

	试验组 1	试验组 2
	1 挡升 2 挡	1 挡升 2 挡
发动机目标转速 $n_e / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	1 570	1 483
初始接合转速差 $n_e - n_v / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	212	145
接合时间 t / s	0.36	0.31

相应的仿真结果和测试结果的示意图如图 6 所示。在 $t_b \sim t_e$ 段时间内为离合器的接合过程。可以看出仿真得到的发动机转速和离合器输入轴转速较好的对应了实车测试结果。



(a) 第一组试验与仿真转速对比



(b) 第二组试验与仿真转速对比

图 6 仿真结果和测试结果

- 1. 发动机转速试验结果
- 2. 输入轴转速试验结果
- 3. 发动机转速仿真结果
- 4. 输入轴转速仿真结果

经过计算得到的冲击度如表 3 所示。

表 3 最大冲击度的仿真和测试结果对比

	最大冲击度 $j / (\text{m} \cdot \text{s}^{-3})$	
	仿真结果	测试结果
试验组 1	2.41	2.57
试验组 2	3.10	3.24

在第一组对比中, 仿真冲击度小于试验结果, 这是由于在约 1 s 时, 测试结果中的离合器输入轴转速有一个峰值的出现, 造成其冲击度值要大于仿真结果; 在第二组对比中, 也有类似的情况出现, 这是由于离合器执行机构存在超调的缘故。

5 结论

通过建立的数学模型, 运用反馈理论方法选取适当的控制变量, 对换挡过程离合器的接合过程进行了模拟。在随后的仿真分析和仿真与试验结果的对比中, 可以认为仿真计算方法可以有效计算离合器接合过程的冲击度, 最重要的是可以通过模拟计算, 给出在换挡过程中发动机和离合器的目标转矩, 来更好的控制 AMT 换挡中离合器的接合。这将在以后的传动系综合控制中进一步实现。

参 考 文 献

- 葛安林. 车辆自动变速理论与设计. 北京: 机械工业出版社, 1993
- 雷雨龙. 提高电控机械式自动变速器性能的研究: [博士学位论文]. 长春: 吉林工业大学, 1999
- Luigi G Francesco V Optimal control of dry clutch engagement. SAE Paper 2000-01-0837, 2000
- Pettersson M, Nielsen L Gear shifting by engine control. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2000, 8(3): 495 ~ 507
- Luigi G Francesco V Engagement control of automotive dry clutch. In: Proceedings of the American conference, Chicago, Illinois, 2000, 2(28 ~ 30): 1 016 ~ 1 017
- John D, Constantine H. Linear Control System Analysis

and Design. Beijing: Tsinghua University Press, 2000

- Mariano S. Generic integrated powertrain management IPMR interface as a standard. SAE Paper 2001-01-1326, 2001

CLUTCH ENGAGEMENT CONTROL DURING GEAR SHIFTING PROCESS IN AUTOMATED MANUAL TRANSMISSION

Cao Guijun Ge Anlin Zheng Lei

(Hydraulic Mechanical Transmission Institution, Jilin University, Changchun 130025)

Qin Guihe

(School of Computer Science,

Jilin University, Changchun 130025)

Abstract: To effectively reduce the shock during gear shifting process of automated manual transmission (AMT), the clutch model is necessary to be set up and appropriate control method needs to be found. First with feedback control theory, the state space matrix is solved and the control vector is picked out. Next the clutch spring finger's displacement and the shock during clutch engagement are calculated. Meanwhile, the engine speed and torque are also showed. Finally comparison between the simulation and the measurement of clutch engagement process reveals that the feedback control can be used to find the suitable engine torque and speed trajectories to better control the Santana2000 equipped with AMT.

Key words: Clutch Feedback control Simulation

作者简介: 曹桂军, 1977 年出生, 硕士。主要研究方向为车辆传动系统的综合控制。

E-mail: caoguijun@chinaren.com

葛安林, 1936 年出生, 教授, 博士生导师。主要研究方向为自动变速理论与控制技术。

E-mail: ghjl@jlu.edu.cn