

自动变速器闭锁策略设计

王雷雷¹, 吴光强^{1,2}

(1. 同济大学 汽车学院, 上海 201804; 2. 东京大学 生产技术研究所, 日本 东京 153-8505)

摘要: 分析液力变矩器在闭锁过程中的动力传递特性, 建立其动力学模型; 从提高整车动力性出发, 综合考虑发动机扭矩输出特性, 设计动力性 3 参数闭锁规律; 建立离合器油压优化模型, 基于蚁群算法, 得到闭锁离合器油压变化规律. 以 Matlab/Simulink/Stateflow 为平台, 建立发动机、液力变矩器、变速器以及车辆纵向动力学仿真模型, 验证闭锁策略. 结果表明, 动力性闭锁规律提高了整车动力性, 闭锁过程中车辆无冲击或动力间断.

关键词: 闭锁策略; 3 参数; 优化模型; 蚁群算法

中图分类号: U 463.22

文献标识码: A

Lockup Strategy Design of Automatic Transmission

WANG Leilei¹, WU Guangqiang^{1,2}

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Institute of Industrial Science, the University of Tokyo, Tokyo 153-8505, Japan)

Abstract: Power transfer characteristics of the torque converter in the locking are analyzed, and the dynamic model of torque converter is built up. Based on a comprehensive consideration of the output torque characteristic of engine, three-parameter dynamic lockup control rule is designed to promote automotive power performance. Optimization model of clutch oil pressure is also established, and based on ant colony algorithm, the variation of lockup clutch oil pressure is obtained. With the Matlab/Simulink/Stateflow software, the lockup strategy is verified. A conclusion is drawn that the dynamic lockup control rule promotes vehicle power performance without impact or power interrupt in the locking.

Key words: lockup strategy; three-parameter; optimization model; ant colony algorithm

闭锁策略是液力式自动变速器的核心技术之

一. 其设计包含两部分内容: 闭锁规律的设计, 判断自动变速器何时闭锁; 设计闭锁时离合器油压(离合器充满油后)的变化规律, 使得闭锁快速、平顺.

单、双参数闭锁规律通常根据挡位、车速或者泵轮和涡轮的速比来判断是否满足闭锁条件; 或在液力变矩器进入偶合区后闭锁, 以充分发挥变矩器的增扭特性^[1-2]. 单、双参数闭锁规律设计仅从液力变矩器或变速器的自身特性出发, 忽略了发动机扭矩输出特性以及燃油消耗特性, 整车的动力性或经济性因此受到影响.

闭锁离合器油压变化是影响闭锁平顺性的关键因素, 合理的油压变化规律可保证闭锁平顺无冲击^[3-5]. 闭锁过程中, 摩擦片和油液同时传递力矩, 二者相互影响, 耦合变化; 同时, 摩擦片的动摩擦系数与离合器油压以及摩擦片转速呈非线性关系^[6], 都使得求取闭锁离合器油压变化规律变得困难.

笔者综合考虑发动机扭矩输出特性, 同时建立闭锁性能优化模型, 对闭锁策略进行深入研究.

1 模型建立

1.1 液力变矩器数学模型

闭锁过程中, 液力变矩器的输出力矩为

$$T_c = \text{sgn}(n_p - n_t) \mu_c p_c S_c r_c z \quad (1)$$

$$T_t = K \lambda_p \rho g D^5 n_p^2 \quad (2)$$

$$T_o = T_c + T_t \quad (3)$$

$$\text{sgn}(n_p - n_t) = \begin{cases} 1, & n_p - n_t > 0 \\ 0, & n_p - n_t = 0 \\ -1, & n_p - n_t < 0 \end{cases} \quad (4)$$

式中: T_c 为闭锁过程中离合器处于滑摩状态下所传递的力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; T_t 为闭锁过程中油液所传递的力

收稿日期: 2010-05-30

第一作者: 王雷雷(1985—), 男, 博士生, 主要研究方向为汽车自动变速器电控系统研究与开发. E-mail: maomao19850427@163.com.

通讯作者: 吴光强(1965—), 男, 教授, 博士生导师, 东京大学生产技术研究所客员教授, 工学博士, 主要研究方向为汽车先进仿真与设计、汽车多体系统动力学与非线性控制. E-mail: wuguangqiang@tongji.edu.cn

矩, $N \cdot m$; T_o 为液力变矩器的总输出力矩, $N \cdot m$; μ_c 为动摩擦系数; p_c 为闭锁离合器油压, Pa; S_c 为离合器片面积, m^2 ; r_c 为离合器片等效半径, m; z 为离合器摩擦片面数; K 为变矩比; λ_p 为泵轮转矩系数; ρ 为工作油密度, $kg \cdot m^{-3}$; D 为变矩器有效直径, m; n_p 为泵轮转速, $r \cdot \min^{-1}$; n_t 为涡轮转速, $r \cdot \min^{-1}$; g 为重力加速度, $m \cdot s^{-2}$.

闭锁结束后, 闭锁离合器处于锁止状态, 此时, T_c 和 T_t 分别为

$$-\mu_{c0} p_c S_c r_c z \leq T_c \leq \mu_{c0} p_c S_c r_c z \quad (5)$$

$$T_t = 0 \quad (6)$$

其中, μ_{c0} 为摩擦片静摩擦系数.

1.2 液力变矩器动力学模型

闭锁过程中, 液力变矩器将摩擦片和油液传递的力矩之和通过变速器的机械传动部分输出至车轮, 如图 1 所示. 其力学模型为

$$T_e = T_p + T'_c + J_e \frac{d\omega_e}{dt} \quad (7)$$

$$T_t + T_c = J_v \alpha / i \quad (8)$$

式中: J_e 为发动机曲轴、飞轮、泵轮、闭锁离合器主动部分转动惯量之和, $kg \cdot m^2$; J_v 为变速器机械部分、车轮以及整车的等效转动惯量, $kg \cdot m^2$; T_e 为发动机输出力矩, $N \cdot m$; T_p 为泵轮输出力矩, $N \cdot m$; α 为车轮角加速度, $rad \cdot s^{-2}$; i 为传动力比; ω_e 为发动机速度; t 为时间.

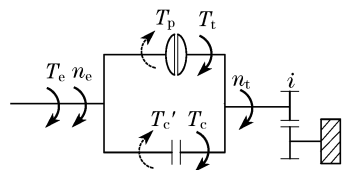


图 1 动力学模型示意图

Fig. 1 Dynamic diagram of torque converter

2 动力性 3 参数闭锁规律设计

将变速器闭锁前后视为两个挡位, 分别比较闭锁前后变速器输出至车轮的驱动力矩, 同时考虑变速器工作特点, 低挡位下不闭锁, 高档位下选取油门开度 a 、泵轮转速 n_p 、涡轮转速 n_t 作为闭锁参数. 以设计国内某款变速器三挡闭锁规律为例, 具体设计流程和步骤如下:

(1) 求取液力变矩器输出力矩

对任意 n_p 和 n_t ($n_p \geq n_t$), 根据式(2), (7), (8), 液力变矩器的输出至车轮的驱动力矩 T_d 如图 2 所示.

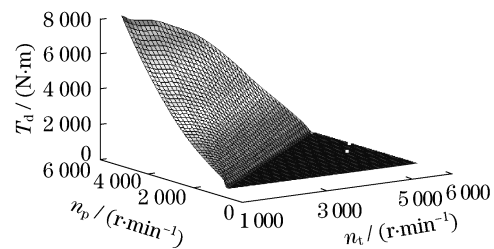


图 2 车轮驱动力矩

Fig. 2 The driving torque of wheel

(2) 计算闭锁后的发动机输出力矩

整车惯量较大, 闭锁后发动机转速等于闭锁前涡轮转速 n'_t , 根据发动机扭矩输出特性, 闭锁后发动机输出至车轮力矩为

$$T'_c = T(n'_t, a) i_0 i_g \quad (9)$$

式中: T 为驱动力矩; i_0 为主减速器传动比; i_g 为变速器传动比. 图 3 为 50% 节气门开度、液力变矩器处于不同 n_p, n_t 下, 闭锁前液力变矩器和闭锁后发动机输出至车轮力矩相交图.

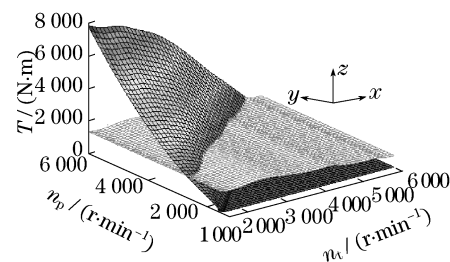


图 3 液力变矩器和发动机输出力矩相交图

Fig. 3 The intersection graph between TC and engine torque

图 4 为图 3 在 Z 方向俯视图. 在当前油门开度 a 下, 以涡轮转速和泵轮转速为坐标, 当 n_t, n_p 处于交线的左上侧, 液力变矩器输出力矩大于此时闭锁后的发动机输出力矩, 液力变矩器不闭锁; 当处于黑色直线和交线之间的区域, 液力变矩器闭锁.

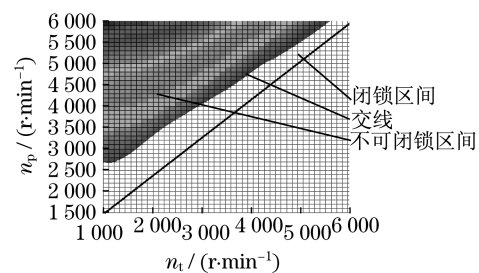


图 4 三参数动力性闭锁规律

Fig. 4 Dynamic three-parameter lockup control rule

(3) 设计不同油门开度下的闭锁规律

根据上述方法, 分别求取不同油门开度下的最佳动力性闭锁规律. 如图 5 所示, 随着油门开度的加

大,闭锁范围也随之加大;油门开度大,发动机可以提供更大的驱动力矩,要求泵轮和涡轮之间的转速差相对较大,才能提供与之相等的力矩,因此,闭锁范围也随之增大。

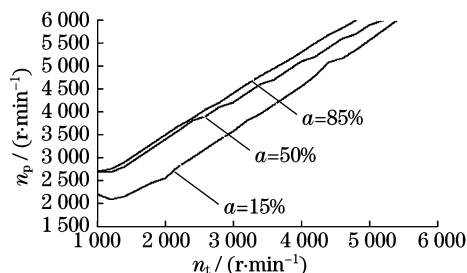


图5 不同油门开度下的闭锁规律

Fig.5 Lockup strategy of different throttle opening

3 闭锁油压变化规律

闭锁过程中的闭锁离合器油压变化规律直接影响闭锁性能.为使车辆闭锁快速、平顺且无动力间断,要求闭锁中整车加速度平稳变化.

闭锁起始时刻,车辆加速度 a_1 为

$$a_1 = [(T_c i_0 i_g / r) - F_f - F_i - F_w] / \delta m \quad (10)$$

式中: F_f 为滚动阻力, N; F_i 为坡度阻力, N; F_w 为风阻, N; δ 为汽车旋转质量换算系数; m 为整车质量, kg.

闭锁时间短,油门开度在闭锁前后可视为不变,根据发动机扭矩输出特性,闭锁后发动机的输出扭矩 T_c ,以及闭锁后整车加速度 a_2 为

$$a_2 = [(T_c i_0 i_g / r) - F_f - F_i - F_w] / \delta m \quad (11)$$

根据闭锁离合器机械特性,限定闭锁时间长度 τ 为 $0.2 \text{ s} \leq \tau \leq 0.6 \text{ s}$.为使整车加速度变化平稳,闭锁过程中车辆目标加速度变化曲线可近似为

$$a_{ig} = a_1 - [(a_1 - a_2) / \tau] (t - t_1) \quad (12)$$

式中: a_{ig} 为闭锁过程中车辆目标加速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$; t_1 为闭锁起始时刻, s.

期望闭锁过程中车辆实际加速度 a_v 沿目标加速度曲线的变化,如图6所示.

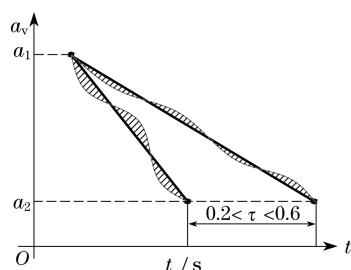


图6 优化模型示意图

Fig.6 The diagram of optimization model

综合考虑电磁阀和液压系统特性,得到闭锁性能优化模型如下:

$$\min z_1 = \int_{\Delta t} |a_v(p, t) - a_{ig}(a_1, a_2, \tau, t)| dt \quad (13)$$

$$\text{s. t.} \quad \frac{dp}{dt} \leq 3 \quad (14)$$

$$|a_v(p, t) - a_{ig}(\tau, t)| < 0.05 \quad (15)$$

$$\frac{d|a_v(p, t) - a_{ig}(\tau, t)|}{dt} < 3 \quad (16)$$

$$p_{\max} \leq 0.6 \quad (17)$$

$$p_{\min} \geq 0 \quad (18)$$

$$0.2 \text{ s} \leq \tau \leq 0.6 \text{ s} \quad (19)$$

式中: z_1 为目标函数; p 为闭锁离合器油压, MPa; a_v 为车辆闭锁过程中实际的纵向加速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$.

蚁群算法是一种求解最优路径的新型启发式方法,具有正反馈、分布式计算和富于建设性的贪婪启发式搜索的特点.

如图7所示,蚂蚁所行走的不同路径代表了闭锁离合器油压变化规律;每经一个时间步长(以电磁阀额定工作周期作为时间步长, $\Delta t = 0.005 \text{ s}$),根据式(1)~(8)以及挡位传动比计算车辆当前加速度,再与理想加速度曲线比较.当差值偏离设定阈值时(出现冲击或动力间断),即判定该蚂蚁死亡,如蚂蚁最终能走向终点(泵轮转速和涡轮转速同步),则算存活.其优化流程见图8.

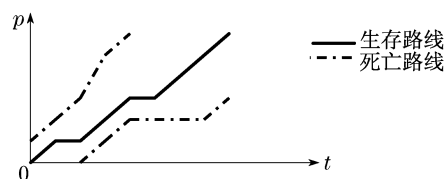


图7 蚁群算法分析

Fig.7 Algorithm analysis of ant colony algorithm

4 结果验证

分别建立发动机、液力变矩器、变速器及整车纵向动力学仿真模型,验证上述的闭锁策略.

油门开度保持在50%不变,结果显示,根据动力性闭锁规律闭锁,仿真结束,车速 v 可以达到 $91.7 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,而普通的闭锁规律车速是 $88.5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,动力性提高3.6%.见图9.

以求取三挡闭锁油压规律为例,经过多次循环迭代,留下信息素的节点如图10所示,其中的最优油压变化规律如图11中黑色曲线所示.

闭锁过程中,闭锁油压满足式(14)~(20)的约

束条件,分别让油压以较快(或慢)和最优变化规律

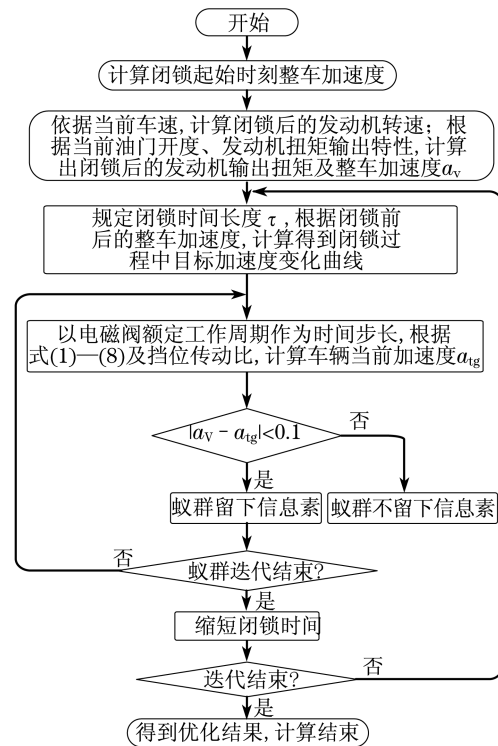


图 8 优化流程图

Fig.8 The flow chart of optimization algorithm

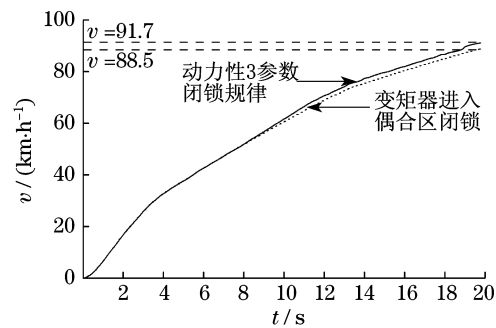


图 9 闭锁规律对比结果

Fig.9 The comparison results of different lockup strategy

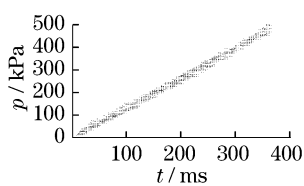


图 10 蚁群留下信息素
Fig.10 Pheromone of
ant colony

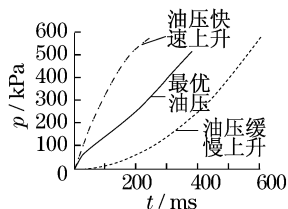


图 11 不同油压上升规律
Fig.11 Different oil
pressure curves

变化,如图 12 所示.结果显示,闭锁油压上升过快或慢,闭锁会给整车带来冲击或动力间断;根据蚁群算法结果,整个闭锁过程中,整车加速度变化平稳,无明显冲击或者动力间断,提高了乘坐的舒适性.

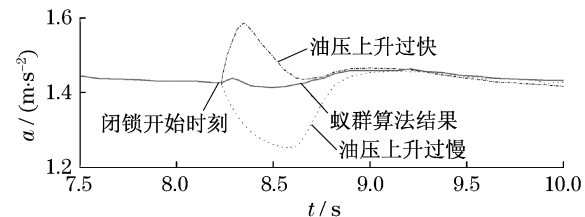


图 12 闭锁过程对比结果

Fig.12 The comparison results in the locking

5 结论

与 2 参数闭锁规律相比较,动力性 3 参数闭锁规律对整车动力性有所提高.同时,闭锁快速、平顺,整车无冲击或无动力间断,车辆的舒适性得到提高.

参考文献:

- [1] 葛安林. 车辆自动变速理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社,1993.
GE Anlin. The theory and design of automatic transmission[M]. Beijing: China Machine Press, 1993.
- [2] 余志生. 汽车理论[M]. 北京:机械工业出版社,2004.
YU Zhisheng. Automotive theory [M]. Beijing: China Machine Press, 2004.
- [3] Han S J, Yeong P, Jang L. A study on the improvement of the shift characteristics for the passenger car automatic transmission [J]. International Journal of Vehicle Design. 2000(3):2.
- [4] Toshimichi Minowa, Tatsuya Ochi, LIU Kangzhi. Smooth gear shift control technology for clutch-to-clutch shifting [C] // International Congress and Exposition. Detroit: SAE, 1999: 1-6.
- [5] 孙文涛,陈慧岩. 液力变矩器闭锁过程控制技术研究[J]. 汽车工程, 2009, 31(8): 1.
SUN Wentao, CHEN Huiyan. A research on control technique for the lock-up process of hydraulic torque converter [J]. Automotive Engineering, 2009, 31(8): 1.
- [6] 王立勇, 马彪, 李和言. 湿式换挡离合器摩擦片磨损规律研究 [J]. 北京理工大学学报: 自然科学版, 2008, 28(4): 1.
WANG Liyong, MA Biao, LI Heyan. Wearing of wet shifting clutch friction discs [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology: Natural Science, 2008, 28(4): 1.