

汽车防抱制动系统中液压系统性能评价与试验*

于良耀 王会义 宋 健 祁雪乐 孔 磊

(清华大学汽车安全与节能国家重点实验室 北京 100084)

摘要: 建立包含电磁阀、制动管路和制动分泵的防抱制动系统(Anti-lock braking system, ABS)液压系统数学模型, 设计 ABS 液压系统试验平台, 对实车 ABS 液压系统进行测试。采用回归分析的方法对模型参数进行拟合, 对仿真结果与试验数据进行对比验证。在液压系统模型的基础上, 建立整个 ABS 系统的仿真模型, 进行仿真分析, 讨论影响 ABS 控制效果的液压系统滞后时间、升压减压能力、压力波动特征等关键因素及参数。研究结果为 ABS 系统与整车制动系统的匹配提供了重要依据。

关键词: 防抱制动系统 液压系统 试验平台 数据采集 评价参数

中图分类号: U463.7

0 前言

防抱制动系统(Anti-lock braking system, ABS)通过在汽车常规制动系统上加装压力控制单元、电子控制单元、传感器等零部件, 在紧急制动时可有效避免车轮抱死, 防止发生甩尾或者侧滑等危险工况^[1-2]。其中, 压力控制单元与原车的制动总泵、真空助力器、分泵及液压管路构成了 ABS 的液压系统。由于压力控制单元中存在着高速开关电磁阀以及较长的制动管路, 使得液压系统呈现很强的非线性特性。文献[1]对 ABS 的液压特性进行了初步探讨, 文献[3]对电磁阀的电气响应特性做了试验研究, 通过动态响应测试, 得到了电磁阀几个关键响应时间。为了对液压系统的性能做较为准确的评价, 必须根据 ABS 的特点, 作进一步的分析和试验研究。本文对汽车 ABS 液压系统关键模块和整车 ABS 系统进行了建模分析, 设计了 ABS 液压系统的试验平台, 并对实车的 ABS 液压系统进行了试验, 通过仿真与试验数据分析, 讨论了影响 ABS 控制效果的关键因素, 提出了液压系统关键的评价参数。

1 液压系统数学模型

1.1 ABS 液压系统结构组成和工作原理

图 1 为典型的 ABS 液压系统结构组成, 前后轴均采用盘式制动器。在制动时, 制动踏板力经过真空助力器的放大后, 作用在总泵上; 总泵的两条输出管路采用 X 方案布置, 分别将压力作用在交叉的

两个车轮上, 通过增压阀和减压阀调节压力的变化。ABS 未动作时, 增压阀常开, 减压阀常闭; 在紧急制动情况下, 驾驶员踩下制动踏板, 压力很快上升, 当车轮有抱死趋势时, 关闭增压阀, 进行保压, 如果车轮仍有抱死趋势, 则打开减压阀, 进行减压, 使车轮转速充分恢复, 然后再重新进入升压阶段。在升压过程中, 为了保持制动过程的平顺性, 防止出现振荡, 一般采用阶梯升压策略。

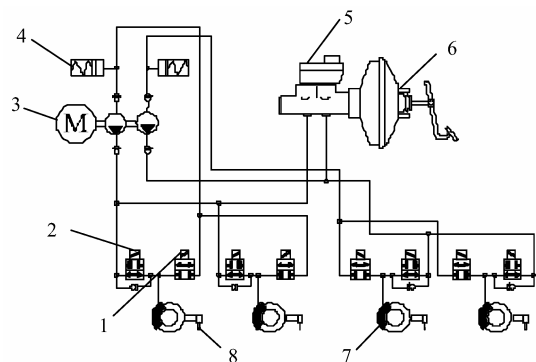


图 1 ABS 液压系统结构组成示意图

1. 减压阀 2. 增压阀 3. 回流泵 4. 低压蓄能器
5. 总泵 6. 真空助力器 7. 分泵 8. 轮速传感器

1.2 液压系统模型

在紧急制动过程中, 驾驶员全力踩下制动踏板, 然后保持该状态。根据真空助力器的增压特性, 总泵压力主要由制动踏板位移决定^[4], 因而在 ABS 动作过程中, 总泵的两条输出管路内压力可近似认为是定值, 设为 p_0 。

1.2.1 电磁阀模型

如图 1 所示, 高速开关电磁阀包括增压阀和减压阀, 其中增压阀是常开阀、减压阀是常闭阀。ABS 液压系统高频响应性能很大程度上取决于 ABS 电磁阀的动态响应特性, 电磁阀动态特性由电磁场、

* 国家自然科学基金资助项目(50575120)。20060911 收到初稿, 20070522 收到修改稿

机械运动和流体运动的综合过渡过程决定。电磁阀的线圈通电产生电磁力，以控制电磁阀的开关状态。图2为典型的减压阀的结构。

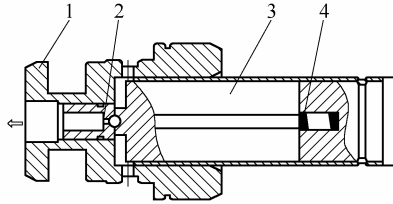


图2 减压阀结构

- 1. 阀座 2. 阀孔 3. 阀心和动铁 4. 回位弹簧

电磁场动态过程可由电磁阀线圈微分方程表示

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L(x, i) + i \frac{\partial L(x, i)}{\partial i}} \left[U - Ri - \frac{\partial L(x, i)}{\partial x} iv \right] \quad (1)$$

- 式中 x —— 阀心和动铁位置
- v —— 阀心和动铁移动速度
- U —— 线圈驱动电压
- R —— 线圈回路电阻
- i —— 线圈回路电流
- L —— 线圈电感

如图3所示为阀心和动铁的受力分析，列写其动力学方程为

$$\begin{cases} \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} [F_m(x, i) - k(x + G_0) + F_p(x) - bv^2 - F_f] \\ \frac{dx}{dt} = v \end{cases} \quad (2)$$

- 式中 v —— 阀心和动铁移动速度
- m —— 阀心和动铁的质量
- F_m —— 电磁力
- k —— 回位弹簧刚度
- F_p —— 阀心组件所受液动力
- b —— 速度阻尼系数
- G_0 —— 弹簧预紧量
- F_f —— 摩擦力

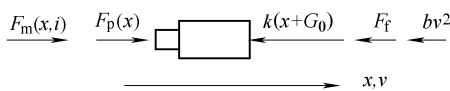


图3 阀心和动铁受力分析图

在式(1)、(2)中， $F_m(x, i)$ 、 $L(x, i)$ 和 $F_p(x)$ 为未知量，可通过有限元法来计算^[5]。

表1显示了本文试验车辆所用电磁阀的仿真和试验对比结果，仿真模型结果和试验结果符合良好。

表1 电磁阀仿真和试验对比结果

结果	加载时间 t_{on}/ms	卸载时间 t_{off}/ms
仿真结果	2.9	3.1
试验结果	2.7	2.8

阀起到节流作用，根据其流量特性，压力变化率一般表述为^[5]

$$\frac{dp_c}{dt} = K_1 \Delta p^{K_2} \quad (3)$$

式中 K_1, K_2 —— 常系数

Δp —— 阀口两侧压差，增压时为 $p_0 - p_c$ ，

减压时为 p_c

p_c —— 管路的当前压力

式(3)中的 p_c 不能直接计算得到，不利于液压系统的评价，考虑到在实车控制中，电磁阀的动作时间一般来说较短，电磁阀可视为一阶延迟环节，又根据表1，电磁阀响应虽然有延迟，但是相对于ABS中的压力变化周期(几十毫秒)，可视为阶跃响应，因而压力变化规律可表示为

$$y_1(t) = \Delta p [1 - \exp(-t/T)] \quad (4)$$

式中 T 为压力变化的时间常数，其值的大小反应了液压系统增压、减压的能力。

1.2.2 制动管路模型

对ABS的液压系统仿真分析，一般会忽略制动系统中管路的影响^[1]，这对于控制算法的初步探讨是合适的，但是以产品化为目的完善的控制算法必须考虑可能引起系统不稳定的因素。在ABS液压系统中，由于较长制动管路的存在，可能会引起压力振荡^[4]，因而必须考虑制动管路的影响。制动管路可视为典型的二阶系统，在欠阻尼状态下，单位阶跃响应可表示为

$$y_2(t) = A_2 \left[1 - \frac{\exp(-\zeta \omega_n t)}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \sin(\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} t + \theta) \right] \quad (5)$$

其振荡分量为

$$\tilde{y}_2(t) = A_2 \left[\frac{\exp(-\zeta \omega_n t)}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \sin(\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} t + \theta) \right] \quad (6)$$

式中 ζ —— 相对阻尼系数

ω_n —— 振荡角频率

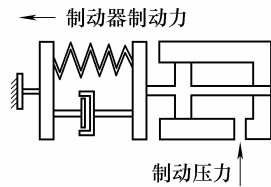
θ —— 相位角

A_2 —— 振荡幅值，其大小与 Δp 有关

相关参数可通过试验获取。这里假定为欠阻尼状态，根据后面的试验结果来看，是符合实际的。

1.2.3 制动分泵模型

试验车辆采用盘式制动器，建立弹簧阻尼等效模型。输入量为制动压力，输出量为制动器制动力，如图4所示。



在制动压力作用下，制动钳体需克服钳体和制动盘直接接触所产生的等效弹簧阻尼影响。制动钳体的运动微分方程为

$$m_q \frac{d^2 x_q}{dt^2} = -p_x S + c_{eq} \frac{dx_q}{dt} + k_{eq} x_q \quad (7)$$

式中 m_q —— 制动钳体质量

x_q —— 制动钳体相对制动盘的位移

c_{eq} —— 等效阻尼

p_x —— 制动分泵压力

S —— 制动分泵断面积

k_{eq} —— 等效弹簧刚度

由于制动钳体和制动盘为金属材质，应变很小，故 x_q 较之于制动管路的变形也很小。在实际计算过程中，可以忽略其微分项，故式(5)变为

$$p_x S = k_{eq} x_q \quad (8)$$

而 $k_{eq} x_q$ 是制动钳和制动盘之间的法向作用力，从式(8)可知，该作用力只跟 p_x 有关。

1.2.4 液压系统建模

为了保证运行速度，提高灵活性和平台的可移植性，由式(1)、(2)、(4)~(8)，使用 Visual C++ 编写相应的模型核心代码，并封装成 S 函数，调入 Matlab/Simulink 仿真环境中，形成最后的仿真模型。模型的输入为主缸压力(分为前腔和后腔)、8 个电磁阀状态，输出为制动分泵处的压力，根据式(8)可直接得到制动盘上的法向作用力。模型参数 T 、 A_2 、 ω_n 、 ζ 、 θ 可通过试验数据的回归分析得到。

2 试验平台搭建与模型参数测量

从上述 ABS 液压系统关键模块的数学模型可知，其结构比较复杂，建立各个模块的数学模型只能计算部分参数，而其他部分只能定性分析其动态特性。具体定量的计算需要用到精确的参数，由于系统具有非线性和时变性的特点，无法用理论数学方法得到，只能通过试验数据来具体分析^[1,6]。

2.1 试验平台组成

试验平台如图 5 所示，包括三个组成部分。

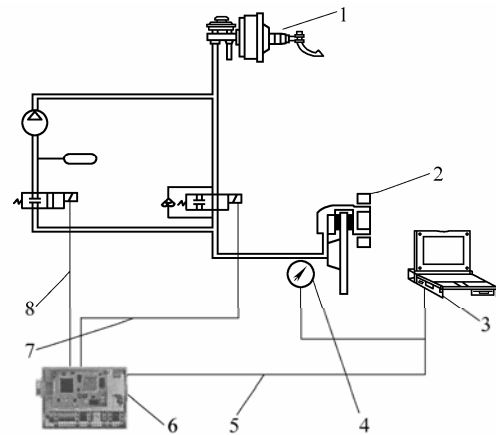


图 5 试验平台示意图

1. 真空助力器和总泵 2. 分泵 3. 计算机 4. 压力传感器
5. CAN 总线 6. 控制板 7. 增压阀控制 8. 减压阀控制

测试对象：ABS 液压系统，包括真空助力器、总泵、电磁阀、制动管路、制动分泵。

控制板：控制板经由 ABS 的电控单元改造而成，可以驱动各个电磁阀，产生压力上升(升压)、压力释放(减压)和压力保持(保压)的不同制动液压力变化状态。

数据采集：在分泵处加装压力传感器，用以采集作用在车轮上的压力，使用 NI 的 PCMCIA 数采卡 DAQ1200 获得传感器动态数据，使用 LabWindows/CVI 在计算机上编制数据采集软件。

便携式计算机通过 CAN 总线对控制板进行测试项目的设置和对控制信号进行采集。

2.2 测试项目

试验时，在控制板中预设压力测试程序，先由驾驶员全力促动踩下制动踏板并保持，以在液压系统中建立最大制动压力，然后通过 CAN 总线设置具体的测试项目，如表 2 所示，按照事先设定的指令控制电磁阀动作，实现制动系统制动压力的调节。

表 2 测试项目列表

编号	名称	内容
①	直接减压	测试液压系统快速减压能力
②	直接升压	测试液压系统快速升压能力
③	阶梯升压	测试升压时制动压力控制能力
④	阶梯减压	测试减压时制动压力控制能力

表 2 中的③、④由于控制参数的不同在实际测试中有多组测试结果。

2.3 试验结果分析

图 6 为一组典型的压力变化曲线。其测试项目为：①→②→①→③→④→③→④→③→④→③，

即在一个测试循环中进行了10次制动压力调节。

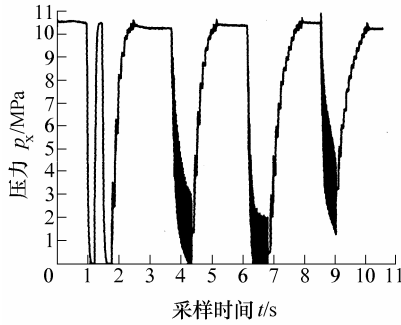


图6 压力变化曲线

进行多次试验，采用回归分析，通过最小二乘拟合算法，可获取相应的未知参数。表3所示为某试验车辆的拟合结果。

表3 某试验车辆的拟合结果

过程	滞后时间 t_d/ms	时间常 数 T/ms	振荡幅值 A_2/MPa	振荡角频 率 ω_n/Hz	相对阻 尼系数 ζ	相位角 $\theta(^{\circ})$
增压	5.0	30	0.450	155.6	0.065	0
减压	5.0	35	1.980	155.6	0.065	0

表3中 t_d 为液压系统总的滞后时间。另外，振幅 A_2 的大小与 Δp 有关，但是试验表明，只有在压力接近 0 MPa 或接近主缸压力时，才迅速变小，而在 ABS 的常用工作压力范围内(图6中试验车辆为 1.0~9.0 MPa)，可视为常数。

把参数代入 Simulink 仿真模型中，使用定步长 ODE4(Runge-Kutta)积分器，仿真步长设定为 1 ms，按照表2的测试项目进行仿真，即可计算模型的输出。图7是试验数据和仿真结果对比情况，仿真结果能够较好地反映实际的液压系统响应。

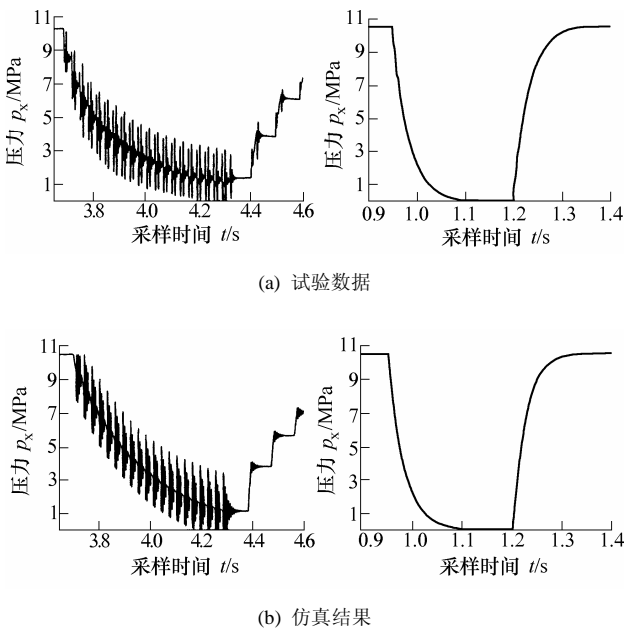


图7 试验数据和仿真结果对比

3 含整车模型的仿真分析

3.1 ABS 仿真模型

得到 ABS 液压系统的试验模型后，为进一步分析液压系统对 ABS 控制的影响，建立 15 自由度车辆动力学和运动学的数学模型^[2]，进行仿真分析。建模工具使用 Matlab/Simulink，其框图如图8所示。ABS 的控制算法使用逻辑门限值方法^[2]。

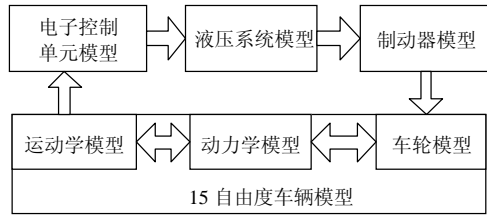


图8 ABS 仿真模型框图

3.2 ABS 仿真分析

3.2.1 选取如下关键参数进行仿真分析和讨论

计算机通过比较制动压力建立的时刻与从 CAN 总线上获得的控制信号之间的时间差来计算滞后时间，试验车辆的滞后时间约为 5 ms，该时间受电磁阀的开关响应能力、制动管路长度和压力波传播速度等因素的影响。滞后时间可表示为

$$t_d = t_{on,off} + t_{d1} \tag{9}$$

式中 $t_{on,off}$ ——电磁阀响应时间

t_{d1} ——其他延迟环节造成的滞后

若右前轮通道和左前轮通道分别有 15、5 ms 的滞后，仿真结果如图9所示。

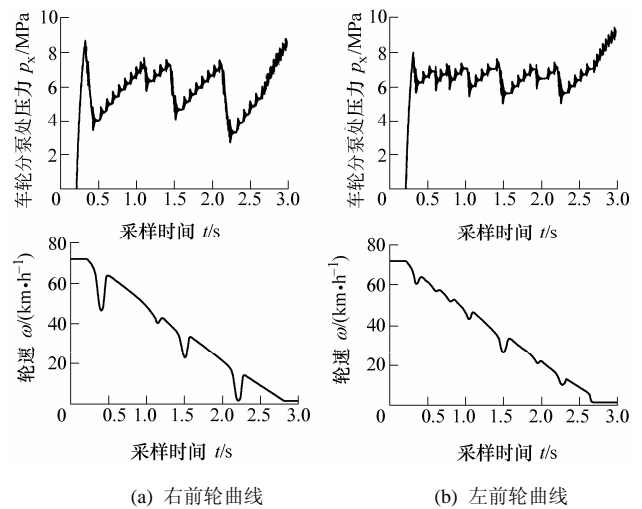


图9 液压系统滞后时间对 ABS 的影响

从图9中可以看出，右前轮压力波动较大，导致轮速波动大，轮胎磨损加剧，使得制动平顺性变差；同时，滞后越大，平均制动压力减小，制动效

能降低。为了获得较好的 ABS 控制效果, t_d 应小于 ABS 的控制周期, 一般为 10 ms 或者 8 ms。

3.2.2 直接升压 / 减压能力

如图 6 所示, 直接升压时, 增压阀一直打开, 液压系统以最大升压能力工作, 由式(4), 时间常数设为 T_1 (图 6 中为 30 ms, 见表 3)。直接减压时, 增压阀关闭, 减压阀打开, 系统以最大减压能力工作, 时间常数设为 T_2 (图 6 中为 35 ms)。

T_1 主要影响汽车的常规制动性能, 对 ABS 控制也有一定影响, 如果升压太快, 则会导致 ABS 中的电子制动力分配程序作用频繁, 影响寿命; 升压太慢, 则影响制动强度。相对于 T_1 , 直接减压时间常数 T_2 对 ABS 控制影响较大, 尤其在从高附着系数路面(简称高附)到低附着系数路面(简称低附)的对接制动工况。图 10 所示为 $T_2=35$ 、100 ms 时对接制动工况的曲线。

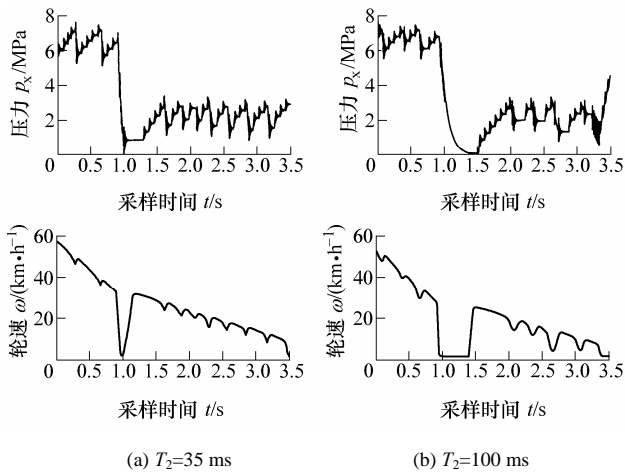


图 10 对接制动工况曲线

从图 10 中可知, 在高附路面过渡到低附路面时, 车轮有强烈的抱死趋势, 控制算法识别该工况后, 迅速减压。当 $T_2=35$ ms 时, 最低压力为 1 MPa 左右, 轮速只有一个时间很短的极值点; 而当 $T_2=100$ ms 时, 虽然最低压力接近于 0 MPa, 但是由于减压速度太慢, 使车轮抱死拖滑 500 ms, 抱死距离达到 3.5 m。因而为了在变附着系数路面上实现 ABS 的正确控制, 需尽可能减小 T_2 的大小, 即尽可能增大系统的减压能力, 当 $T_2>150$ ms 时, ABS 的控制效果变得较差。

3.2.3 阶梯升压 / 减压能力

阶梯升压 / 减压能力主要指在 ABS 动作中电子控制单元对制动压力的可控性。图 6 中分别进行了 4 次阶梯升压和 3 次阶梯减压调节。

阶梯减压过程中, 使用的减压和保压(设为 T_5 、 T_6)时间分别为: (10, 20)、(20, 10)、(6, 4), 单位

为 ms。由图 6 所示, 虽然第 3 次阶梯减压中总的减压时间多于第 1 次阶梯减压, 但是平均减压速率却要小于第 1 次。这主要是因为电磁阀的反应时间与控制时间相差较小引起的。因而在实际控制过程中, 需要根据液压系统的动态特性, 选取合适的 T_5 、 T_6 值, 如果 T_5 、 T_6 太大, 需对液压系统做改进, 如控制电磁阀的设计参数和工艺参数等。

由于在 ABS 控制中, 基本的控制节奏由阶梯升压决定, 因而阶梯升压的可控性尤为重要。在图 6 的试验曲线中, 保压(设为 T_3)80 ms, 而阶跃升压时间(设为 T_4)分别为 20、10、7、5 ms。从图 6 中可以看出, 随着 T_4 的减小, 升压速率变缓, 阶梯升压的可控性较好。图 11 为最小可控时间 $T_{4min}=5$ ms 和 $T_{4min}=10$ ms 时 ABS 在低附着路面上的仿真曲线, 图 10b 的压力曲线和轮速曲线波动较大, 电磁阀动作频繁, 影响控制算法的稳定性, 并可导致低附路面上踏板舒适性变差。

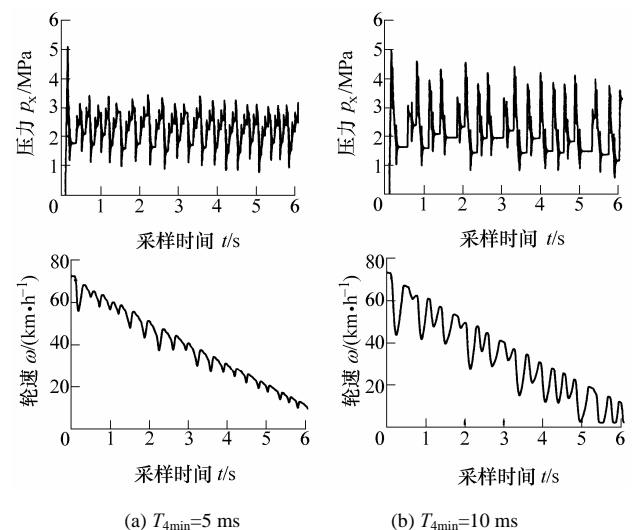


图 11 ABS 在低附着路面上的仿真曲线

3.2.4 压力波动特征参数

从图 6 中可以看出, 在阶梯升压和阶梯减压时, 压力有较大的振荡, 减压时尤为明显, 从试验数据中可得到过渡过程时间(设为 T_0)大概为 40 ms, 根据前面模型分析, 电磁阀的响应时间为 3 ms 左右, 故振荡可以看作是由于制动管路的阶跃响应引起。这从试验数据上验证了制动管路模型的实用性。

制动压力波动主要影响路面识别的准确性, 尤其在低附路面上。图 12 为一试验车 ABS 在光滑低附路面控制过程中采集的数据, 从轮速曲线上看, 由于该车压力波动特征参数不理想, 导致轮速产生大量毛刺, 因而可能会误判为颠簸路面。

颠簸路面上轮速波动大, 附着力不足, 车轮容易抱死, 从而使得控制参数(滑移率和轮减速度)容

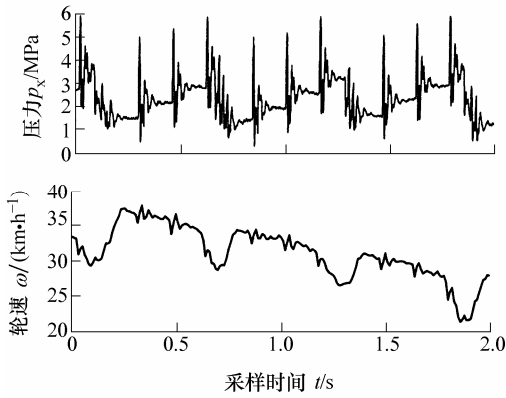


图 12 实车试验压力和轮速波动曲线

易达到设定的减压门限，导致过分减压，制动强度变差。故一经识别为颠簸路面，目前成熟的 ABS 算法将对控制参数进行修正，减小减压趋势^[2,7]。当路面颠簸情况发生误判时，则会发生控制参数的过渡补偿，导致轮速振荡，平顺性变差。

优化设计车辆原有的液压管路可改善液压系统的动态性能，但结构设计的改变涉及到制造成本和可操作性的问题，并且无法完全消除压力波动，因而需要改进算法，采取可行的补偿控制策略。本文使用的补偿控制策略框图如图 13 所示。

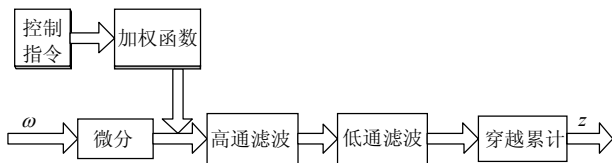


图 13 补偿控制策略框图

图 13 所示补偿控制策略的基本思路是：根据控制器的控制指令和液压系统模型，引入加权函数 $w(t)$ ，使之满足

$$w(t) = 1 - \exp(-\omega \zeta_n t) \quad (10)$$

控制指令取值为 10、20 和 30，分别定义为减压、保压和增压。从控制指令发出时开始记录时间 t ，并对轮速微分得到的轮减速度进行加权处理。高通滤波器滤除由 ABS 控制引起的正常轮速波动，低通滤波器滤除传感器噪声，最后对减速度信号进行门限值穿越次数累计^[2]，累计结果为表征路面颠簸状况的变量 z ，根据 z 的大小对控制参数进行修正。

上面所采用的补偿控制策略因为与控制器控制指令相联系，而真正颠簸路面的激励是随机的，因而对正常颠簸路面的识别影响很小，更不会影响 ABS 未工作时的路面识别。

4 实车试验

前面部分对液压系统所做的试验研究和 ABS 的仿真分析，可用以指导实车的 ABS 匹配试验。下面的试验即针对上文提出的压力波动补偿控制策略而进行的。

在某越野车的 ABS 匹配中，由于其自重和车体较大，分泵的体积和制动管路的长度也相应变大，从而导致其在 ABS 控制过程中，压力波动特征参数不理想。因而在算法上，采用了上文所述的补偿控制策略。图 14 为相关实车试验数据曲线。其中，图 14d 没有引入 $w(t)$ ，得 $z=3.0$ 次/s，远大于 ABS 的调节频率，故误判为颠簸路面；而图 14c 引入 $w(t)$ ，得 $z=1.4$ 次/s，与 ABS 的调节频率一致(图 14b)，故可正确识别为非颠簸路面，其制动时的轮速变化如图 14e 所示，制动力能够正常调节，轮速变化平稳。图 14f 所示为误判后过渡补偿的试验数据，轮速振荡较大，较之于图 14e，控制效果差。

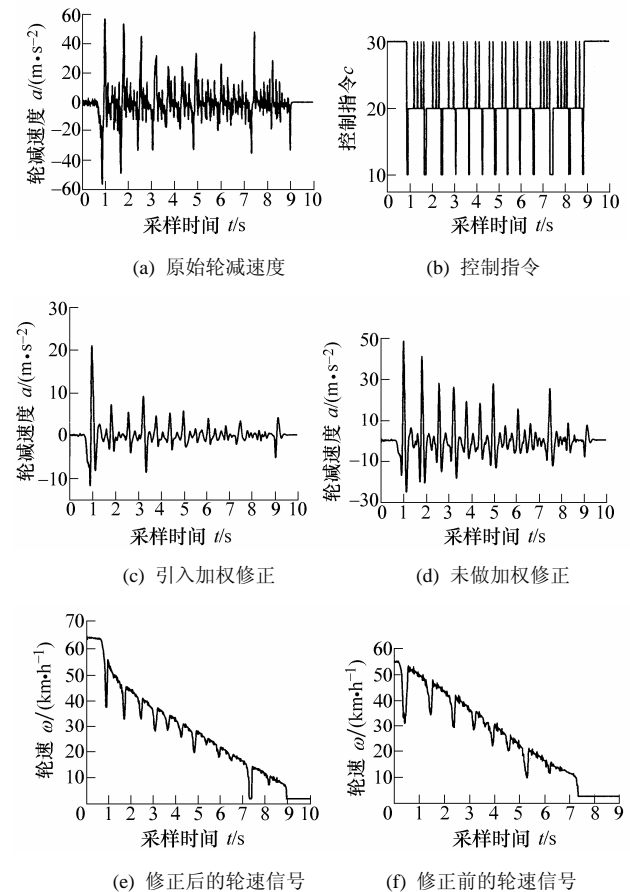


图 14 相关实车试验曲线

5 结论

建立了 ABS 液压系统电磁阀、制动管路和制动

分泵等关键模块的数学模型,在此基础上,设计了 ABS 液压系统的车载试验平台,并利用该平台对实车液压系统进行了测试,通过所获取的试验数据,对模型参数进行了拟合,并对仿真结果与试验数据进行了验证。建立了包含整车、液压系统、控制器等在内的 ABS 仿真模型,通过对试验数据和仿真结果的深入分析,讨论了影响 ABS 控制效果的关键因素,提出了包括滞后时间、直接升压/减压能力、阶梯升压/减压能力、压力波动特征等液压系统重要的评价参数。所得研究结果对 ABS 系统与整车制动系统的匹配提供了重要依据。

参 考 文 献

- [1] 郭孔辉,刘溧. 汽车防抱制动系统的液压特性[J]. 吉林工业大学自然科学学报, 1999, 29(4): 1-5.
- [2] 孔磊. 面向产业化的 ABS 控制技术与开发[D]. 北京: 清华大学, 2006.
- [3] 王会义,高博. 液压式防抱制动系统电磁阀动作响应试验研究[J]. 液压与气动, 2001, 9: 2-4.
- [4] HIROHIKO Ogino, SHYOJI Shiokawa, HIROTSUGU Yamaguchi. Dynamic characteristics analysis of brake pipings[R]. SAE Paper, 910022.
- [5] 祁雪乐. ABS 液压制动系统动态特性研究和综合仿真匹配平台的建立[D]. 北京: 清华大学, 2005.
- [6] 王精铎,沈聚泉. 通过阀门、管件和管线的流体运动[M]. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1992.
- [7] MASAO Watanabe, NOBORU Noguchi. A new algorithm for abs to compensate for road-disturbance[R]. SAE Paper, 900205.

PERFORMANCE EVALUATION AND TEST OF ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM HYDRAULIC SYSTEM

YU Liangyao WANG Huiyi SONG Jian
QI Xuele KONG Lei

(State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084)

Abstract: The model of anti-lock braking system (ABS) hydraulic system is built including electromagnetic valve, brake line and wheel brake cylinder. By means of analyzing the characteristics of hydraulic system, a test bench is established to control and measure the behavioral data from the hydraulic system in real vehicles. Model parameters are calculated by regression analysis. Based on the model of ABS hydraulic system, ABS model is also built which includes vehicle model, electronic control unit model, etc. Important factors, which have critical effect on the performance of ABS, are discussed. Key evaluating parameters that can be used to evaluate the hydraulic system are given based on the experimental data. The study can be used to guide the developing, calibration and matching of ABS for vehicles more effectively.

Key words: Anti-lock braking system Hydraulic system
Test bench Data acquisition
Evaluating parameter

作者简介: 于良耀,男,1973年出生,博士研究生。主要从事汽车主动安全及其电控系统的研究。发表论文 10 余篇。

E-mail: yuly02@mails.tsinghua.edu.cn