

# 高速气缸自适应缓冲原理研究

李 哲 王祖温 包 钢

(哈尔滨工业大学气动技术中心 哈尔滨 150001)

摘要：对高速气缸缓冲腔系统能量进行了深入的理论分析，提出了“两个线性关系的假设”和基于“两个假设”的自适应缓冲原理。针对活塞基准速度为3 m/s，速度波动10%的高速气缸，通过对基于此原理的自适应缓冲系统的仿真研究和试验研究，证明“两个线性关系的假设”是成立的，自适应缓冲原理是正确的，为解决工况条件变化的高速气缸的缓冲问题奠定了坚实的理论基础。

关键词：高速气缸 系统能量 缓冲原理 压力反馈

中图分类号：TP271

## 0 前言

通过对前人研究成果的仔细分析，发现没有解决缓冲问题的根本原因是没有找到通过系统输入能量定量控制系统输出能量的方法。若想实现这个控制，一定要有反馈，用反馈量代表输入能量，同时通过反馈量调节代表输出能量的控制量。在气动系统中，气动参数是连接工况条件与系统能量的桥梁，反馈量和控制量一定是气动参数。这里，研究的关键是找到这两个气动参数，确定反馈量与输入能量，控制量与输出能量的函数关系，提出通过反馈量调节控制量的自适应缓冲原理和其成立的必要条件，设计和制造了符合自适应缓冲原理的自适应缓冲系统，在理论和试验上证明此原理是正确的，能解决缓冲问题。

## 1 缓冲腔系统能量分析

图 1 为缓冲腔气缓冲原理图。

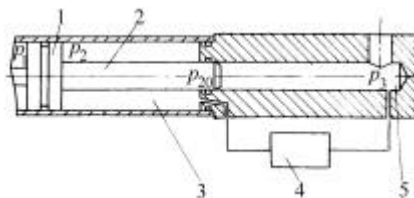


图 1 缓冲腔气缓冲原理图

1.活塞 2.缓冲柱塞 3.缓冲腔 4.缓冲装置 5.缓冲柱塞腔

从缓冲柱塞进入缓冲柱塞腔开始缓冲至活塞到达行程终点，参与缓冲腔系统能量交换的输入能量

有运动部件初始动能和驱动腔气压做功；输出能量有缓冲腔气压、残余动能、摩擦力、缓冲腔闭死容积内气体内能增量和缓冲柱塞腔气压做负功。缓冲腔气缓冲的原理为缓冲装置 4 通过控制排气时间和排气方式调节缓冲腔内气体的压力及变化规律，从而调节缓冲腔系统的输出能量并使之与系统的输入能量平衡。

## 2 自适应缓冲原理

通过对普通气缸和高速气缸工作阶段运动特性及动态特性的仿真研究和试验研究，提出了基于“两个假设”的自适应缓冲原理，两个假设是：当气缸工况条件变化时，缓冲腔系统输入能量与反馈量有足够好的线性关系和缓冲腔系统输出能量与控制量有足够好的线性关系。自适应缓冲原理是：通过反馈量调节控制量，进而控制缓冲腔系统输出能量，并使之与随气缸工况条件变化的系统输入能量自动平衡。针对活塞基准速度为 3 m/s，速度波动 10% 的高速气缸，通过对基于自适应缓冲原理的五个缓冲系统方案的分析对比，确定实现自适应缓冲的最佳方案是：以缓冲腔初始气压为反馈量，缓冲阀开启气压为控制量的压力反馈式缓冲阀。

缓冲阀处于常闭状态，其开启条件为

$$p_{21} A_{h1} + p_{20} A_{h2} - F_{th} - F_{fn} \geq 0$$

式中  $p_{21}$  —— 缓冲阀开启气压

$p_{20}$  —— 缓冲腔初始气压

$A_{h1}, A_{h2}$  —— 阀板和反馈活塞的面积

$F_{th}, F_{fn}$  —— 弹簧力和阀心与阀体之间的摩擦力  
由上式可知， $p_{20}$  与  $p_{21}$  为线性关系。

图 2 表示了应用于压力反馈式缓冲阀的自适应

缓冲原理中包含的 6 个物理量及相互关系。

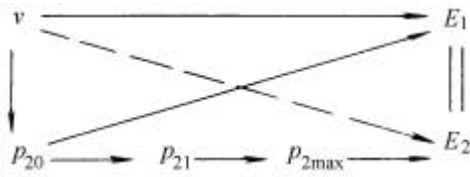


图 2 6 个物理量关系图

$v$  —— 活塞速度  $p_{2max}$  —— 最高气压  
 $E_1$  —— 输入能量  $E_2$  —— 输出能量

气缸活塞速度  $v$  变化引起  $E_1$  和  $p_{21}$  变化，通过调整缓冲阀反馈系数  $k_f=A_{h2}/A_{h1}$  和弹簧力  $F_{th}$  改变  $p_{21}$  与  $p_{21}$  线性关系的斜率和截距，进而通过  $p_{2max}$  调整  $E_2$ 。如果  $E_1$  与  $p_{20}$ 、 $E_2$  与  $p_{21}$  均有足够好的线性关系，则  $E_1$  与  $E_2$  为线性关系且可以通过  $k_f$  和  $F_{th}$  调整其斜率和截距，从而达到使  $E_1$  与  $E_2$  在任一活塞速度下均相等的目的。由此可以得出自适应缓冲原理成立的充分必要条件是系统输入能量与缓冲腔初始气压和系统输出能量与缓冲阀开启气压均有足够好的线性关系。线性足够好的含义是上述线性关系的非线性相对误差不超过在无反馈情况下缓冲系统在相应速度点实现良好缓冲的缓冲行程范围相对平均缓冲行程的比值。

### 3 系统能量仿真研究

根据对理想压力反馈式缓冲阀仿真研究的成果，设计了以基于自适应缓冲原理的压力反馈式缓冲阀为核心的自适应缓冲系统，建立了数学模型和仿真模型，对采用自适应缓冲系统缓冲的高速气缸的缓冲腔系统能量进行了仿真研究。

#### 3.1 数学模型和仿真模型

数学模型包括气缸、缓冲阀、溢流阀、排气阀运动方程、能量方程和流量方程。由于在气缸运动的四个阶段上述各方程均有差别，以下仅列出工作阶段的部分方程。

气缸运动方程为

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \begin{cases} \frac{1}{m} (p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_f - p_3 A_3) & \left( x=0I \frac{d^2 x}{dt^2} \geq 0 \right) U(0 < x \leq s) \\ 0 & \left( x=0I \frac{d^2 x}{dt^2} < 0 \right) Ux > s \end{cases}$$

式中  $m$  —— 运动部件的质量  
 $p_1, p_2, p_3$  —— 驱动腔、背压腔和缓冲柱塞腔的压力  
 $F_f$  —— 活塞摩擦力

$A_1, A_2, A_3$  ——  $p_1, p_2, p_3$  作用面积  
 $s$  —— 气缸的行程  
 $x$  —— 活塞位移  
 $t$  —— 时间

工作阶段背压腔能量方程为

$$\frac{dp_{2gt}}{dt} = \frac{kp_{2t}}{s + x_{20} - x} \frac{dx}{dt} - \frac{kRT_s}{A_2(s + x_{20} - x)} \times q_{m2} \left( \frac{p_{2t}}{p_{3t}} \right)^{(k-1)/k} \quad x \geq 0$$

式中  $p_{2gt}$  —— 工作阶段背压腔绝对气压  
 $p_{2t}$  —— 背压腔绝对气压  
 $p_{3t}$  —— 柱塞腔绝对气压  
 $k$  —— 绝热指数  
 $R$  —— 气体常数  
 $T_s$  —— 气源绝对温度  
 $x_{20}$  —— 折算位移  
 $q_{m2}$  —— 背压腔气体质量流量

根据高速气缸的数学模型，在 MATLAB 平台上建立了包括九个模块的仿真模型，其主模块如图 3 所示。

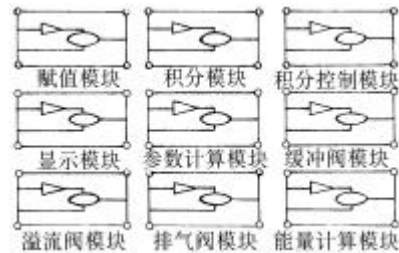


图 3 仿真模型主模块

#### 3.2 仿真研究

当活塞最高速度分别为 2.7 m/s、3 m/s、3.3 m/s 时，直接调整缓冲行程观察缓冲效果，缓冲系统实现良好缓冲的缓冲行程范围分别为 4 mm、5 mm、3 mm，任意两速度下良好缓冲行程范围之和的最小值为 7 mm，相对平均缓冲行程比例为 10.18%，此值为缓冲系统非线性允许误差。

以下为活塞最高速度由 2.554 m/s 增至 3.532 m/s 时，对高速气缸系统能量的仿真结果。

图 4 为活塞速度为 3 m/s 时能量仿真曲线。

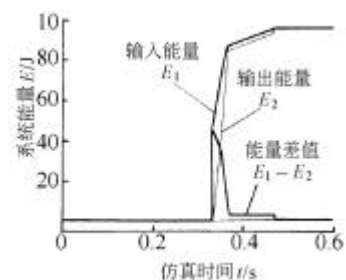


图 4 系统能量仿真曲线

图 5 为缓冲腔系统输入能量相对缓冲腔初始气压变化曲线。

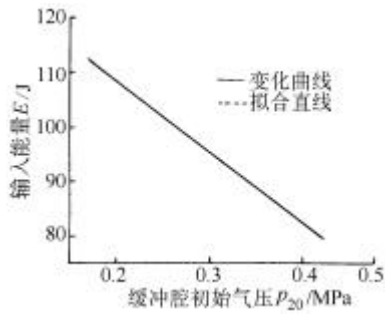


图 5 输入能量相对缓冲腔初始气压变化曲线

系统输入能量与缓冲腔初始气压有良好的线性关系，非线性误差最大值 0.424 4 J 发生在活塞最高速度为 2.554 m/s 处，相对输入能量的最大非线性误差为 0.54%，占非线性允许误差的 5.3%。

图 6 为缓冲腔系统输出能量相对缓冲腔开启气压变化曲线。

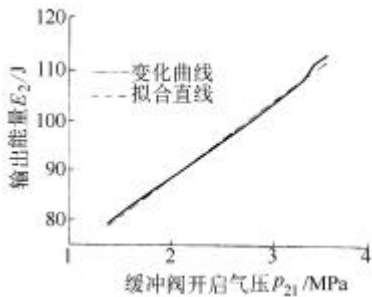


图 6 输出能量相对缓冲腔开启气压变化曲线

系统输出能量与缓冲腔开启气压有良好的线性关系，非线性误差最大值 1.36 J 发生在活塞最高速度为 3.477 m/s 处，相对输出能量的最大非线性误差为 1.22%，占非线性允许误差的 12%。

图 7 为缓冲腔系统输出能量相对缓冲腔最高气压变化曲线。

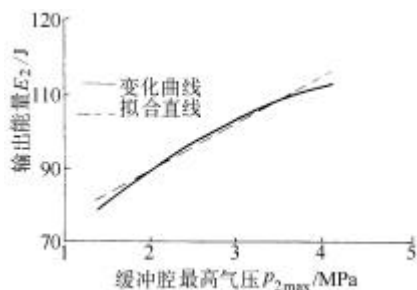


图 7 输出能量相对缓冲腔最高气压变化曲线

系统输出能量与缓冲腔最高气压有良好的线性关系，非线性误差最大值 3.308 J 发生在活塞最高速度为 3.532 m/s 处，相对输出能量的最大非线性误差

为 2.92%，占非线性允许误差的 28.68%。

由图 5 和图 6 可证明所做“两个线性关系的假设”是成立的。

将图 5 和图 6 两个非线性相对误差线性叠加仅占允许非线性误差的 17.3%，由此可以证明所述的自适应缓冲原理是正确的。

图 8 为系统各能量随活塞速度变化曲线。

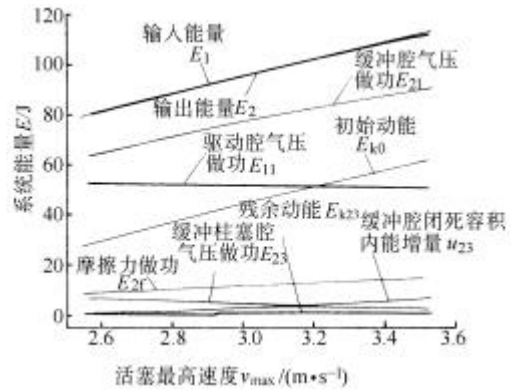


图 8 系统各能量随活塞最高速度变化曲线

当活塞最高速度增加时，缓冲腔系统输入能量、输出能量、缓冲腔气压做功、初始动能、摩擦力做功、缓冲腔闭死容积内气体内能增量均单调上升且与活塞速度有良好的线性关系；驱动腔气压做功、缓冲柱塞腔气压做功均单调下降且与活塞速度有良好的线性关系；残余动能在 0.022 J 至 0.345 J 之间小幅波动。

图 9 为残余动能相对初始动能百分比随活塞最高速度变化曲线。

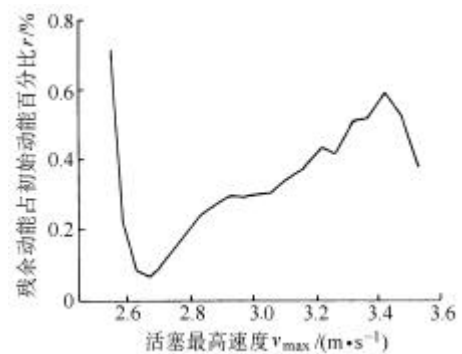


图 9 残余动能占初始动能百分比曲线

相对误差最大值出现在活塞最高速度为 2.554 m/s 处，其值为 0.7%。由此可以得出结论，当活塞最高速度在 2.554 m/s 至 3.532 m/s 之间变化时，采用所述缓冲系统对高速气缸进行缓冲，缓冲系统至少可以吸收运动部件初始动能的 99.3%，自适应范围超出研究目标 50%。从另一个角度证明自适应缓冲原理是正确的。

## 4 自适应缓冲原理试验验证

搭建了采用自适应缓冲系统的高速气缸缓冲试验台, 试验台原理如图 10 所示。

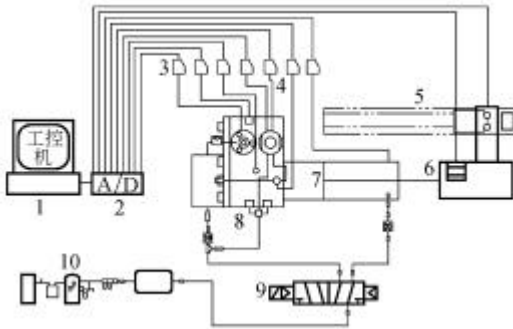


图 10 高速气缸缓冲试验台原理图

1. 工控机 2. 数据采集板 3. 1 MPa 压力传感器
4. 5 MPa 压力传感器 5. 位移传感器 6. 加速度传感器
7. 气缸 8. 缓冲系统 9. 换向阀 10. 气源系统

在高速气缸活塞最高速度为 2.758 m/s 至 3.336 m/s 之间的 10 个速度点, 对自适应缓冲系统的缓冲效果进行了试验, 试验现象表明在各速度点均实现了良好缓冲。

图 11 分别为活塞最高速度为 3.038 m/s 的高速气缸动态参数试验曲线和仿真曲线。

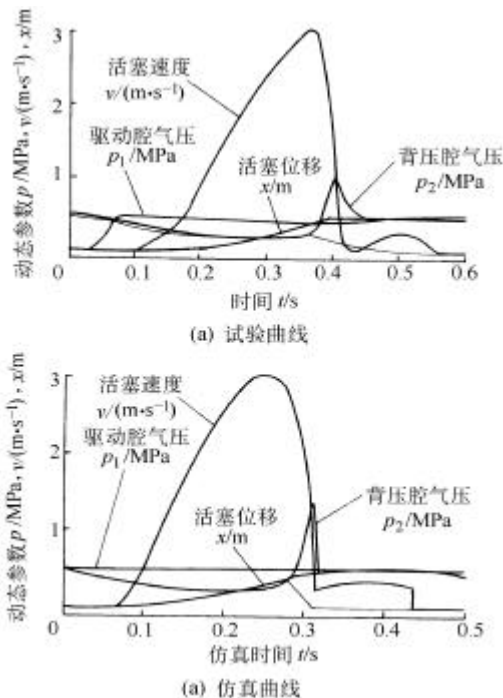


图 11 高速气缸动态参数试验曲线和仿真曲线

实测了上述 10 个速度点的试验数据和试验曲线, 各速度点试验曲线与仿真曲线取得了很好的一致, 活塞均以小于 0.4 m/s 的速度到达行程终点, 且在此之前没有发生速度反弹, 证明缓冲系统实现了

对活塞速度变化的自适应缓冲。由此可以证明对高速气缸自适应缓冲系统所作的仿真计算是正确的, 自适应缓冲原理是成立的。

## 5 结论

综合上述, 提出了基于“两个假设”的自适应缓冲原理, 通过对基于此原理的自适应缓冲系统的仿真研究和试验研究, 证明“两个线性关系的假设”是成立的, 自适应缓冲原理是正确的, 为解决工况条件变化的高速气缸的缓冲问题奠定了坚实的理论基础。

## 参考文献

- 1 李建藩. 气压传动系统动力学. 广州: 华南理工大学出版社, 1991
- 2 Bao W, Zhou H, Tao G L. A nonlinear controller for pneumatic cylinder cushioning. In: Proceedings of fourth international symposium on fluid power transmission and control (ISFP'2003), uhan, China, 2003: 370~373
- 3 Wang H T, Bao G, Wang Z W. Cushion method of air cylinder. In: Proceedings of the third international symposium on fluid power transmission and control. 1999: 494~495
- 4 龚剑, 朱亮. Matlab 入门与提高. 北京: 清华大学出版社, 2000
- 5 Bond G. Modeling and simulation of dynamic characteristics of a pneumatic system with an air cushion cylinder. In: Proceedings of the 5th JFPS International Symposium on Fluid Power, Nara, Japan, 2002: 339~342
- 6 Jiang Z M, Zhang B H, Wang T. Modeling and simulation of the characteristics of pneumatic cushion cylinders. In Journal of Beijing Institute of Technology. 2002, 11 (2): 129~132

## RESEARCH ON CUSHIONING PRINCIPLE FOR HIGH SPEED CYLINDER WITH SELF-ADAPTATION CAPACITY

Li Zhe Wang Zuwen Bao Gang

(Center of Pneumatic Technology, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001)

**Abstract:** The cushion chamber system's energy of high-speed cylinder is theoretically analysed, "two hypothesis of linear (下转第 230 页)