

气动增压阀流量特性研究

石岩, 蔡茂林, 廖平平

(北京航空航天大学 自动化科学与电气工程学院, 北京 100083, yesoyou@163.com)

摘要: 为气动增压阀的优化设计及气动增压阀选型提供理论基础, 针对气动增压阀的工作过程, 综合考虑活塞摩擦、空气热交换等因素, 利用热力学第一定律、气体状态方程、连续性方程、能量方程、动量方程建立气动增压阀的非线性微分方程组, 利用 MATLAB/simulink 进行模拟仿真, 得到气动增压阀工作过程中增压腔、驱动腔内空气的流量及压力变化规律. 最后对其流量特性进行实验研究, 发现气动增压阀在输出 0.5、0.6、0.7 MPa 压力空气时最大耗气量、排气量随着增压比的增加而降低; 排气效率为 50% 左右、效率为 60% ~ 70%.

关键词: 气动系统; 增压阀; 流量特性; 模拟仿真

中图分类号: TH138 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2010)12-2013-04

Flow characteristics of pneumatic booster regulator

SHI Yan, CAI Mao-lin, LIAO Ping-ping

(School of Automation Science and Electrical Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China, yesoyou@163.com)

Abstract: For the purpose of providing theoretical foundation for the optimization and selection of pneumatic boost regulator, and considering of the working process of pneumatic boosting regulator, piston friction, air heat exchange and other factors non-linear differential equations were set up by using first law of thermodynamics, gas state equation, continuity equation, energy equation and momentum equation, and by MATLAB/simulink, the variation of pressure and the flow of air in boosting chambers and driving chambers were obtained. According to the principle of simulation, pneumatic regulator was studied experimentally, and the curves of exhaust flow and pressure of air in tank were got. The simulation results are in good agreement with the experimental results, which show that the maximum air consumption and exhaust go down with the increase of boosting rate, and the air exhaust rate is about 50% while the efficiency is between 60% - 70%.

Key words: pneumatic system; booster regulator; flow characteristics; modeling simulation

气动系统中, 某些场合经常需要少量、局部高压气体. 例如, 气路中个别或部分装置需要使用高压, 由于远距离输气或气体泄漏造成主气路压力下降, 不能保证气动装置的最低使用压力, 又由于空间窄小, 不能配置大口径气缸, 但输出力又必须确保^[1]. 解决此类问题, 目前通常采用的是局部增压法, 是利用增压阀来获得高压气体, 可以节省成本、降低气源压力, 该方法尤其是对气动系统进行节能改造, 其作用更为突出^[2-3]; 但是增压阀也存在不

足, 比如流量小, 尤其对于增压比高时, 该缺点更为突出; 另外, 能源利用效率不高, 也制约着该阀的应用^[4-5]. 本文在对气动增压阀工作原理及结构分析的基础上, 利用热力学第一定律、气体状态方程、能量方程、流量方程及运动方程建立气动增压阀的非线性微分方程组模型, 对其工作过程进行研究分析, 最后对其流量特性进行研究, 为气动增压阀的优化设计及选型提供重要的理论基础.

1 气动增压阀的工作原理

如图 1 所示, 气动增压阀由减压阀、活塞、驱动腔、增压腔、换向阀、单向阀等构成. 从一次侧充入的压缩空气一部分直接流入到增压腔 A, 另一

收稿日期: 2009-04-03.

作者简介: 石岩(1981—), 男, 博士研究生;

蔡茂林(1972—), 男, 教授, 博士生导师.

部分经过减压阀调压,通过换向阀流入驱动腔 B,驱动腔 B 和增压腔 A 中的压缩空气驱动活塞左移,压缩增压腔 B 中的空气,增压腔 B 中空气压力上升,当其压力达到二次侧压力时,该腔内的空气通过单向阀自二次侧流出. 活塞运动到行程终点时,撞击换向阀的换向杆,换向阀换向,驱动腔 B 内的空气排入大气,一次侧流入的空气一部分直接充入增压腔 B,另一部分流经减压阀的空气切换流入驱动腔 A,此时上述两部分空气驱动活塞右移,压缩增压腔 A 中的空气,增压腔 A 中空气压力上升至二次侧压力,该腔内空气通过单向阀从二次侧流出. 周而复始,增压阀连续地输出高压空气. 通过改变驱动腔和增压腔中活塞的面积比,可以设计不同增压比的增压阀. 调节减压阀输出空气压力,可以调节二次侧输出空气的压力.

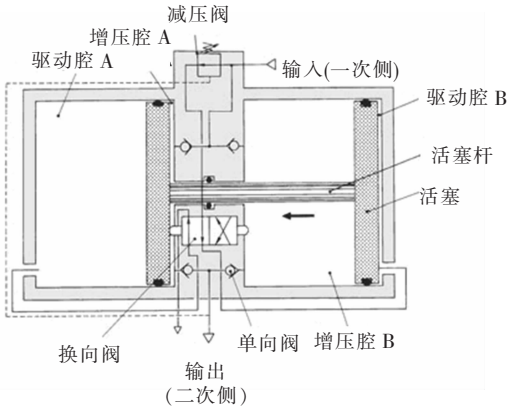


图 1 VBA4200 型气动增压阀的结构图

2 系统数学模型

1) 能量方程. 各腔室充、放气时,其能量方程可分别表示为

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{R \cdot T_i}{c_v \cdot p_i V_i} [(S_i \cdot h_i + c_v \cdot q_i)(T_a - T_i) + Rq_i T_a - p_i \frac{dV_i}{dt}], \quad (1)$$

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{R \cdot T_i}{c_v \cdot p_i V_i} [S_i \cdot h_i (T_a - T_i) + Rq_i T_i - p_i \frac{dV_i}{dt}]. \quad (2)$$

其中: T_i, p_i 分别为 i 腔室内空气的温度和压力; q_i 为流出和流入控制体空气流量; T_a 为标准大气的温度; dV_i 为腔室体积的变化; R 为气体常数; S_i 为腔室的表面积; c_v 为质量定容热容. h_i 为传热系数.

2) 流量方程. 按这两种流动状态,可得出增压腔、驱动腔的流量方程为

$$q_i = \begin{cases} \frac{n_i A_o p_{h_i} \sqrt{1-b}}{\sqrt{RT_{h_i}}}, p_{h_i} \leq b; \\ \frac{n_i A_o p_{h_i} \sqrt{1-b}}{\sqrt{RT_{h_i}}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{l_i} - b}{p_{h_i} (1-b)} \right)^2}, b < \frac{p_{l_i}}{p_{h_i}} \leq 1 \end{cases} \quad (3)$$

其中: A_o 为进排气管道系统中有效面积; b 为临界压力比, $b = 0.528$; p_{l_i} 为节流口下游压力; n_i 为流向系数,进气为 1,出气为 -1; p_{h_i} 为节流口上游压力.

3) 运动方程. 气动增压阀阀芯受力如图 2 所示. 取向右为矢量的正方向,根据牛顿第二定律可得活塞组件的运动方程为

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{1}{M} (p_{dA} \cdot A_d - p_{dB} \cdot A_u + p_{bB} \cdot A_u - p_{bA} \cdot A_d - F_f), x \neq 0 \text{ 或 } x \neq L. \quad (4)$$

$$\frac{dx}{dt} = 0, x = 0 \text{ 或 } x = L. \quad (5)$$

式中: p_{dA} 为驱动腔 A 内空气的压力; A_d 为无杆腔活塞的受力面积; p_{dB} 为驱动腔 B 内空气的压力; A_u 为有杆腔活塞的受力面积; p_{bA} 为增压腔 A 内空气的压力; p_{bB} 为增压腔 B 内空气的压力, M 为阀芯质量.

F_f 为活塞组件与气缸壁之间的摩擦力,包括活塞的静摩擦力和滑动摩擦力,其方程为

$$F_f = \begin{cases} F_{fs}, v = 0; \\ (F_{fc} + B_e |v|) \cdot \text{sgn}(v), v \neq 0. \end{cases} \quad (6)$$

其中: B_e 为运动阻尼系数, F_{fs} 和 F_{fc} 分别为最大静摩擦力和库仑摩擦力.

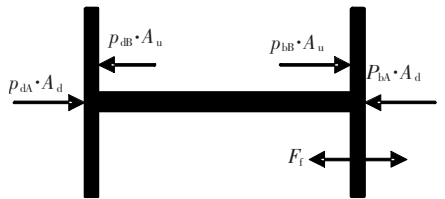


图 2 气动增压阀阀芯受力图

4) 状态方程. 根据克拉泊龙方程 $pV = mRT$, 进行微分可得

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{V} \left[\frac{pV}{T} \cdot \frac{dT}{dt} + RTq_i - p \frac{dV}{dt} \right]. \quad (7)$$

3 流量特性

3.1 数值仿真及分析

根据上述的数学模型,利用 MATLAB/simulink 建立模型并进行运算. 通过实验验证该数学模型的可靠性,并进行误差分析.

设定一定的运算时间,取一个时间段的数据,由于本研究所用的气动增压阀结构呈左右对称,以增压腔 A、驱动腔 A 作为对象进行研究. 图 3 为

阀芯运动曲线图;图4、图5分别为驱动腔、增压腔的压力(p_d 、 p_b)及流量(Q_d 、 Q_b)变化曲线图。

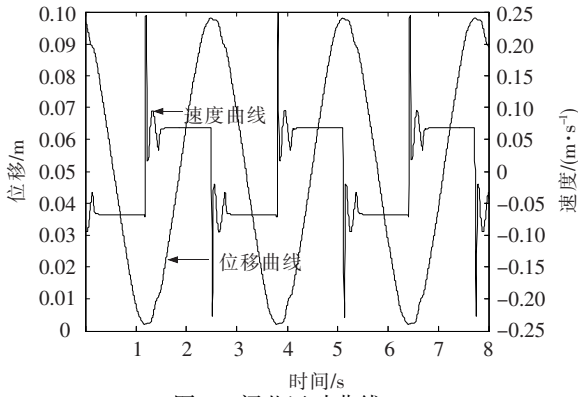


图3 阀芯运动曲线

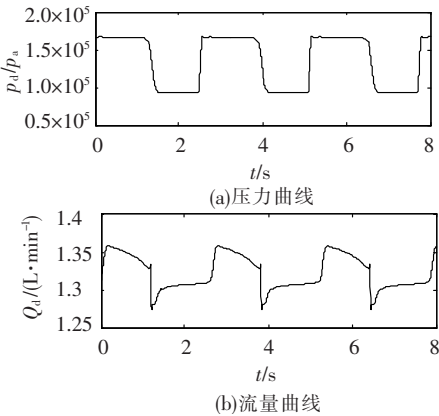


图4 驱动腔压力及流量曲线

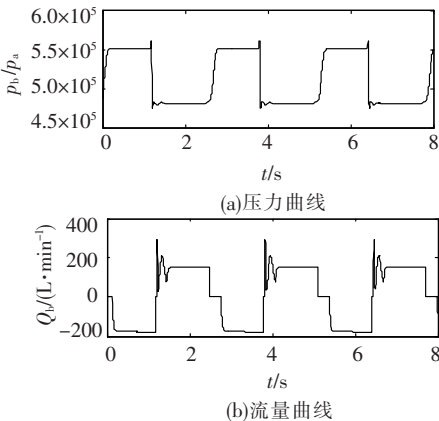


图5 增压腔压力及流量曲线

由上图可以看出,阀芯的运动在行程终端时速度变化较大,且不稳定,驱动腔及增压腔内空气的流量也存在较大的波动,这主要是由于换向阀换向,驱动腔、增压腔的急速充放气,阀芯受力不平衡造成的;在行程中间时,各腔室的充放气均匀,阀芯受力平衡,其运动基本保持匀速。在实验条件下阀芯运动换向时反应迅速,做动周期约为2.7 s。

3.2 流量特性分析

通过实验^[6-8]研究不同增压比下最大耗气流量、排气流量、排气率、效率,研究气动增压阀在输出压力分别为0.5、0.6、0.7 MPa时的流量特性,揭示影响流量特性的主要因素。气动增压阀的排气率为其排气与耗气总量的比值,即

$$\eta_g = \frac{Q_b}{Q_{in}} \times 100\% \quad (8)$$

式中: Q_b 为标准状态下增压阀排出增压空气的体积流量, Q_{in} 为标准状态下增压阀消耗空气的体积流量。

压缩空气所具有的能量可由气动功率计算得到,气动功率计算公式为

$$P = p_a Q_a \ln \frac{p}{p_a} \quad (9)$$

式中: p 为压缩空气的压力; Q_a 为换算到大气状态下的体积流量^[9]。

气动增压阀的效率计算公式为

$$\eta = \frac{P_b}{P_{in}} \times 100\% \quad (10)$$

式中: P_b 为增压阀输出的增压空气气动功率; P_{in} 为增压阀消耗的空气气动功率。

气动增压阀的最大耗气流量、排气流量是指完全敞开放减压阀,增压阀工作时所消耗及排出的空气流量,由于试验条件有限,本文选取如表1所示的参数进行实验研究,气动增压阀的最大耗气量、排气量、排气效率、效率如图6~9所示。

表1 实验参数表

输出压力 /MPa	增压比						
	实验1	实验2	实验3	实验4	实验5	实验6	实验7
0.5	1.54	1.61	1.64	1.71	1.79	1.83	1.90
0.6	1.60	1.67	1.73	1.78	1.83	1.89	1.94
0.7	1.81	1.86	1.91	1.93	1.98	—	—

由图6、图7可以看出,气动增压阀在输出某一压力的空气时其最大耗气流量及排气流量随着增压比的增加而呈现明显的下降趋势;随着增压比的降低,最大耗气流量、排气流量趋于稳定;另外,在耗气与排气流量未达到恒定时,最大耗气流

量、排气流量随着输出空气压力的升高而增大。

由图8可以看出,在各输出压力下,增压阀的排气率大致在50%左右。气动增压阀的效率变化曲线如图9所示,其效率大致为60%~70%,与文献^[10]计算结果基本吻合。

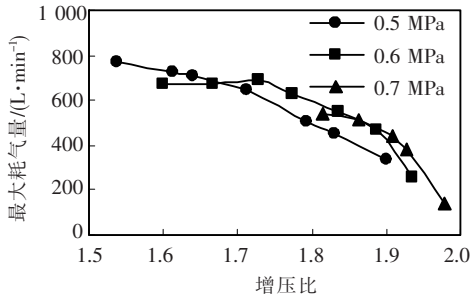


图 6 气动增压阀最大耗气量曲线图

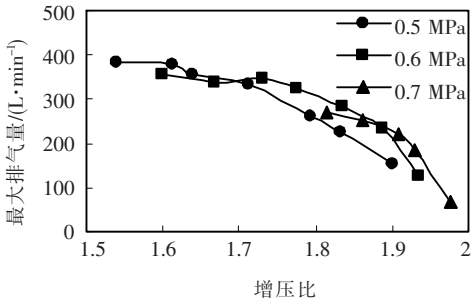


图 7 气动增压阀最大排气量曲线图

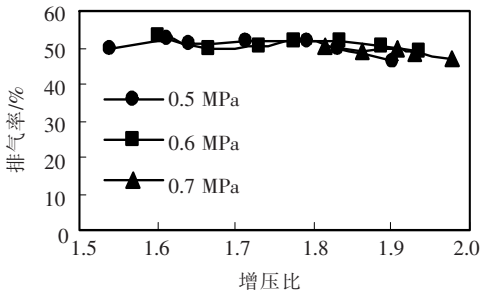


图 8 气动增压阀排气率曲线图

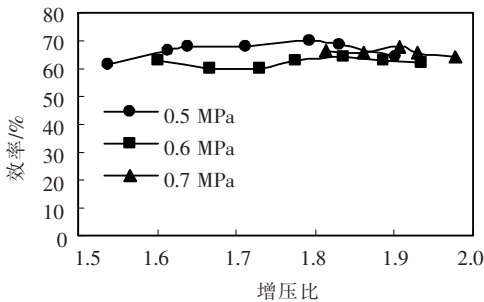


图 9 气动增压阀效率曲线图

4 结 论

1) 针对 SMC 公司的 VBA4200 型气动增压阀工作过程进行了研究, 建立其数学模型, 并进行了仿真及分析, 得出了该阀驱动腔与增压腔内空气的流量和压力变化规律, 以及排气流量的变化规律. 根据仿真原理进行实验, 得到了该阀排气流量及气罐内压力的变化曲线, 通过比较分析, 仿真结果与实验结果具有较好的一致性, 证明了本文建立的数学模型的可靠性.

2) 通过实验研究不同增压比下气动增压阀在输出压力分别为 0.5、0.6、0.7 MPa 时的流量特性,

得出该阀最大耗气流量、排气流量随着增压比的增大而降低. 阀的排气率为 50% 左右, 效率大致为 60% ~ 70%, 与计算结果基本吻合.

3) 确定了影响气动增压阀输出流量因素, 对其进行优化设计, 对设计结果进行试验研究, 验证其效果, 为其优化及选型提供了重要的依据, 促进气动增压阀的改进.

参 考 文 献:

- [1] SMC(中国)有限公司. 现代实用气动技术[M]. 3 版. 北京:机械工业出版社, 2008:310 - 316.
- [2] 小根山尚武. 空気圧メーカーは省エネルギーについてどのような試みをしてきたか[J]. 油圧と空気圧, 1996, 27(3):372 - 377.
- [3] WANG Xu, WANG Haitao, XIONG Wei. Study on the characteristics of air driven gas booster based on experiments[C]//7th International Conference on Fluid Power Transmission and Control. Hangzhou: Zhejiang University. Institute of Mechatronic Control Engineering, 2009:608 - 611.
- [4] 浜浦永行, 藤田壽憲, 香川利春, 等. 空気 - 空気增压器の特性解析[C]//平成 6 年秋季油空圧講演会. 東京:日本油空圧学会, 1994:77 - 80.
- [5] 竹内修治, 藤田壽憲, 香川利春, 等. 膨張型增压器の特性解析[C]//平成 7 年秋季油空圧講演会. 東京:日本油空圧学会, 1995: 69 - 72.
- [6] CAI Maolin, TOSHIHARU K. Design and application of air power meter in compressed air systems, ecodesign 2001 [C]//Second International Symposium on Environmentally Conscious Design and Inverse Manufacturing. Tokyo: Japan Association of EcoDesign Societies, 2001:208 - 212.
- [7] 蔡茂林, 松木達也, 川嶋健嗣, 等. 省エネのためのエアパワーメータの開発[C]//平成 15 年度春季フルードパワーシステム講演会. 東京:日本フルードパワーシステム学会, 2003:119 - 121.
- [8] 飞思科技产品研发中心. MATLAB 6.5 辅助小波分析与应用[M]. 北京:电子工业出版社, 2003:175 - 184.
- [9] CAI Maolin, KAWASHIMA K, KAGAWA T. Power assessment of flowing compressed air [J]. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 2006, 128(2):402 - 405.
- [10] SHI Yan, CAI Maolin. Analysis of available energy losses in pneumatic booster valves[C]//7th International Conference on Fluid Power Transmission and Control. Hangzhou: Zhejiang University. Institute of Mechatronic Control Engineering, 2009:511 - 515.

(编辑 魏希柱)