

高压气动容积减压分级控制原理与特性*

贾光政

(大庆石油学院机械科学与工程学院 大庆 163318)

王宣银 吴根茂 陶国良 陈 鹰

(浙江大学流体传动及控制国家重点实验室 杭州 310027)

摘要：为了提高容积减压能量补偿效果，提出分级控制容积减压的概念。通过高压气动系统定压补偿分级减压的能量原理和减压过程中的能量特性分析，证明了分级减压是一种有效的节能减压方法。通过建立控制系统的数学模型和进行仿真分析，研究了两级控制容积减压系统控制特性；两级控制容积减压系统的试验研究结果表明：建立的理论模型是符合实际的；一级减压的设定压力只要高于二级减压设定压力的临界输入压力值，就能得到稳定的控制压力输出。

关键词：高压气动 容积减压 分级控制 能量特性

中图分类号：TH138

0 前言

气动汽车的动力来自车载的高压气源，高压气源到发动机工作所需的气体压力之间需要减压控制环节^[1]。为了提高高压气体减压过程中的能量利用效率，提出了新型的容积减压方法^[2]。高压气动系统容积减压与节流减压的区别是：节流减压后的压力气体直接进入气动执行元件，是一个瞬变过程，因此没有能量补充和恢复过程，系统损失掉的能量必然导致系统效率的降低；容积减压后的压力气体能够短时间储存于膨胀器中，有与外界环境发生能量交换的时间条件，系统吸收环境热量，使膨胀器内的压力气体的能量得到部分恢复。为了使容积减压能量补偿效果更好，提出分级控制容积减压的概念，简称分级减压。分级减压是期望在每一级减压中能够得到能量补偿，使系统输出有效能尽可能增多。这里主要研究定压吸热补偿分级减压的原理与控制特性。

1 分级减压原理与能量特性

1.1 分级减压的能量原理

图 1 为高压气体定压吸热补偿分级减压控制过程的 $p-v$ 图。图 1 中曲线 $A-D$ 为绝热减压过程的 $p-v$ 关系曲线，减压后对应容积为 v_D ；曲线 $A-1'-2'-2''-...$

$-2' \dots -i' - \dots -n' - B$ 为等温减压过程的 $p-v$ 关系曲线，减压后对应容积为 v_B ；整个锯齿状曲线 $A-1-1'-2-2'-\dots-i-i'-\dots-n-C$ 为定压补偿分级减压过程的 $p-v$ 关系曲线，减压结束后对应容积为 v_C 。点 $1, 2, \dots, i, \dots, n$ 分别为设定的压力分级点，相应的分级压力分别为 $p_1, p_2, \dots, p_i, \dots, p_n$ ；对应各压力分级点减压后的气体比容分别为 $v_1, v_2, \dots, v_i, \dots, v_n$ 。直线段 $1-1', 2-2', \dots, i-i', \dots, n-n'$ 分别为各分级减压点处减压容器内气体的定压吸热补偿过程。假设补偿是充分的，补偿后对应于等温减压过程曲线上点 $1', 2', \dots, i', \dots, n'$ 的比容分别为 $v'_1, v'_2, \dots, v'_i, \dots, v'_n$ 。图 1 中， $ABEA$ 所围面积表示等温减压过程所能输出的功； $ADEA$ 所围面积表示绝热减压过程所能输出的功； $A11'2'2'' \dots i i' \dots CEA$ 所围面积表示分级减压过程所能输出的

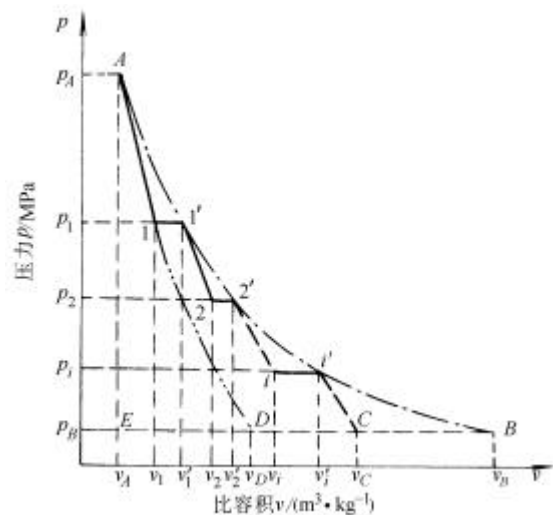


图 1 高压气体定压补偿分级减压过程 $p-v$ 图

* 国家自然科学基金资助项目(50122115)。20040920 收到初稿，20041207 收到修改稿

功。由图 1 可见，等温减压过程所能输出的功最多；绝热减压过程所能输出的功最少；分级减压过程输出功的能力介于二者之间，且分级数越多，减压过程所能输出功就越多。

1.2 分级减压的能量特性

假定定压补偿分级减压为理想过程，即每一级减压后都有充分的定压吸热过程，能使气体定压变化到与等温过程曲线相交。设第 i 级减压前、后的气体压力分别为 p_{i-1} 和 p_i ，减压前、后对应的气体比容分别为 v_{i-1} 和 v_i ，对应的气体温度分别为 T'_{i-1} 和 T_i ；减压后经充分的定压吸热过程，气体定压变化到与等温过程曲线相交于 i' 点，则对应的比容增大为 v'_i ，对应的气体温度为 T'_i ；因为 T'_i 在等温线上，所以它与高压气体的初始温度 T_A 相等。再设第 $i+1$ 级减压前、后的压力分别为 p_i 和 p_{i+1} ，减压前、后对应的气体比容分别为 v_i 和 v_{i+1} ，对应的气体温度分别为 T'_i 和 T_{i+1} ；减压后再经充分的定压吸热过程，气体定容变化到与等温过程曲线相交于 $(i+1)'$ 点，则对应的变容增大为 v'_{i+1} ，对应的气体温度为 T'_{i+1} 也与高压气体的初始温度 T_A 相等。

定压补偿分级减压过程主要由多变过程和定压吸热过程组成，每级减压的初始状态都在等温过程线上，即初始温度都等于 T_A ，初始压力根据设定情况逐级降低。利用气体状态方程，根据上述变化过程的关系式，进行演绎推导，可以得出定压补偿分级减压的能量特性方程如下。

第 i 级减压过程中(多变过程+定压过程)单位质量气体所能输出的功可具体表示为

$$W_{ai} = RT_A \frac{1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_{i-1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (1)$$

$$W_{pi} = RT_A \frac{1}{k} \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_{i-1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (2)$$

分级减压过程中系统所能做出的功为

$$W_n = \sum_{i=1}^n (W_{ai} + W_{pi}) \quad (3)$$

减压后系统所能输出的功为

$$W_s = RT_A \frac{1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_c}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (4)$$

合并式(3)和式(4)，则分级减压系统所能输出的总功为

$$W_{zn} = \sum_{i=1}^n (W_{ai} + W_{pi}) + W_s \quad (5)$$

根据推导得出的定压补偿的分级减压能量特性方程，对系统总分级 $n=2$ 时进行了仿真研究，得出一级减压到 $0.3p_s \sim 0.5p_s$ (p_s 即为图 1 中的 p_A ，表示气源压力)时，再进行二级减压，系统的可用能较多。图 2 为高压气源 $p_s = 30 \text{ MPa}$ 、一级减压到 $0.3p_s$ 时，二级分级减压到最终输出压力时的仿真结果。可见，系统的可用能量随多变指数的减小而增加。理论上，多变指数与外界提供的热补偿能力成反比对应关系。因此提高减压过程的换热强度可以提高分级减压系统的做功能力。仿真还得到，气源压力在 $30 \sim 50 \text{ MPa}$ 范围内，对应不同多变指数的补偿过程，二级减压的做功能力比一级减压的做功能力可提高 $10\% \sim 60\%$ [3]。这说明了分级减压是一种有效的节能减压方法，因此可将分级减压概念引入到气动发动机的设计中[4]。下面研究两级控制分级减压系统的控制特性。

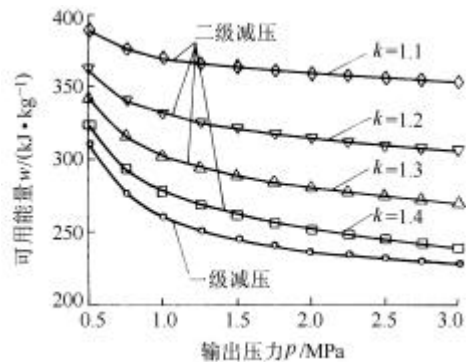


图 2 一级与二级分级减压做功能力比较

2 分级减压控制系统的数学模型

高压气动两级控制分级减压系统的原理如图 3 所示。其中第一个高压大流量气动开关阀与第一个减压容器构成一级减压控制单元；第二个高压大流量气动开关阀与第二个减压容器构成二级减压控制单元；每个容积减压控制单元中还分别包括两个过程的交替：减压容器充气与放气同时进行的过程，减压容器没有充气、只有放气的过程。两个容积减压控制单元可以先分别建模，然后组合为系统模型[5]。

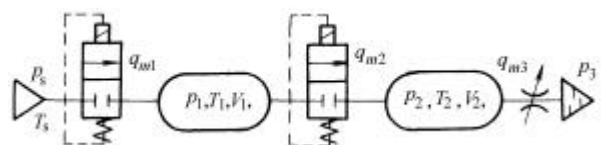


图 3 高压气动两级分级减压控制系统原理图[5]

图 3 中各符号意义： q_{m1} 、 q_{m2} 和 q_{m3} 分别为高压

气体通过一级高压大流量气动开关阀、二级高压大流量气动开关阀和减压系统输出的质量流量； p_s 、 T_s 分别为气源高压气体的压力、温度。 p_1 、 V_1 、 T_1 和 p_2 、 V_2 、 T_2 分别为一级和二级减压容器内的气体压力、容积、温度； p_3 为减压系统输出气体压力。

2.1 一级减压控制单元的数学模型

2.1.1 一级减压容器同时充、放气过程

数学模型具体表示如下

$$q_{m1} = C_q A_1 p_s \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{ZRT_s}} j_1(s) \quad (6)$$

$$q_{m2} = C_q A_2 p_1 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{ZRT_1}} j_2(s) \quad (7)$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{R}{V_1} (T_s q_{m1} - T_1 q_{m2}) \quad (8)$$

式中 A_1 ——一级控制阀的有效开口面积

A_2 ——二级控制阀的有效开口面积

C_q ——流量系数

R ——气体常数

k ——气体绝热系数

Z ——气体压缩因子

$f_1(s)$ ——一级减压入口处压力比函数

$f_2(s)$ ——二级减压入口处压力比函数

这里 s 为节流孔下游与上游气体压力之比，设

s^* 为临界压力比，且 $s^* = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ ；当 $s > s^*$ 时，

节流孔中的气流为亚声速流，流量跟随压力比变化；当 $s = s^*$ 时，节流孔中的气体流速为声速，流量不随压力比变化，为临界流量。

2.1.2 一级减压容器只进行放气过程

数学模型具体表示如下

$$\begin{cases} q_{m2} = C_q A_2 p_1 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{ZRT_1}} j_2(s) \\ \frac{dp_1}{dt} = -\frac{RT_1}{V_1} q_{m2} \end{cases} \quad (9)$$

2.2 二级减压控制单元的数学模型

2.2.1 二级减压容器同时充、放气过程

数学模型具体表示如下

$$\begin{cases} q_{m2} = C_q A_2 p_1 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{ZRT_1}} j_2(s) \\ q_{m3} = C_q A_3 p_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{ZRT_2}} j_3(s) \end{cases} \quad (10)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{R}{V_2} (T_1 q_{m2} - T_2 q_{m3}) \quad (11)$$

式中 A_3 ——二级减压输出出口的有效面积

$j_3(s)$ ——二级减压输出出口的压力比函数

2.2.2 一级减压容器只进行放气过程

数学模型具体表示如下

$$\begin{cases} q_{m3} = C_q A_3 p_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{ZRT_2}} j_3(s) \\ \frac{dp_2}{dt} = -\frac{RT_2}{V_2} q_{m3} \end{cases} \quad (12)$$

3 分级减压控制系统的仿真分析

根据高压气动两级控制分级减压系统原理图 3，可以获得如图 4 所示的高压气动分级减压控制系统结构框图。其中一级控制器、一级开关控制阀和一级减压容器构成一级减压单元；二级控制器、二级开关控制阀和二级减压容器构成二级减压单元；两个减压单元的控制模型是分别建立的，两个减压单元是靠二级控制阀输出的流量 q_{m2} 反馈联系起来，并组合为一个控制系统。

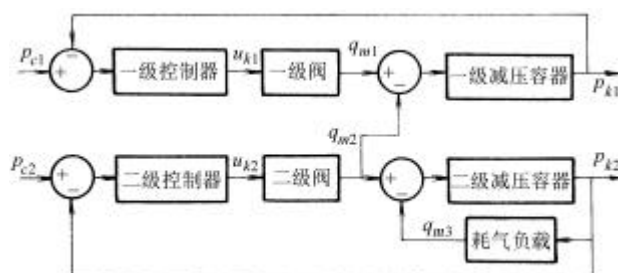


图 4 高压气动两级分级减压控制系统结构框图

由于两级控制分级减压系统是由完整的容积减压控制单元组成，因此可以将适用于容积减压系统的控制方法，如 Bang-Bang 控制用于分级减压控制系统^[6]。下面通过仿真来分析高压气动两级控制分级减压系统的控制特性。

给定高压气动分级减压系统仿真参数为：

$R=287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ， $k=1.4$ ， $Z=1.025$ ， $C_q=0.7$ ； $p_s=10.0 \text{ MPa}$ ， $T_0=293 \text{ K}$ ， $V_H=40 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ； $V_{L1}=50 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ， $V_{L2}=50 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ； $p_{c1}=1.8 \sim 2.0 \text{ MPa}$ ， $p_{c2}=0.45 \sim 0.50 \text{ MPa}$ ； $p_o=0.2 \text{ MPa}$ ； $d_1=15 \text{ mm}$ ， $d_2=12 \text{ mm}$ ， $d_3=12 \text{ mm}$ 。根据高压气动两级控制分级减压系统的数学模型，利用 MATLAB/Simulink 的子系统技术，采用 Bang-Bang 控制算法，建立了高压气动两级控制分级减压控制系统的仿真模型并进行了仿真研究。有代表性的仿真曲线如图 5 所示，可见，

二级减压的输出比单级减压的输出更为稳定。

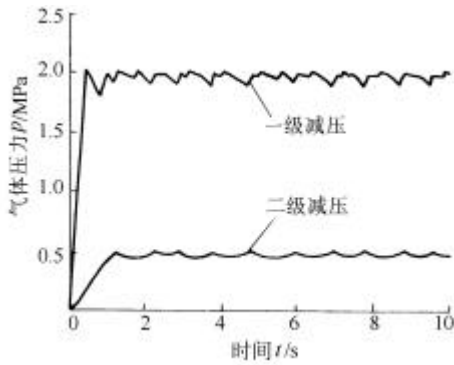


图 5 高压气动分级减压控制系统仿真曲线

4 分级减压控制系统试验

高压气动分级减压控制系统试验装置如图 6 所示^[3]。当控制参数为 $p_{c1}=1.8 \sim 2.0 \text{ MPa}$, $p_{c2}=0.45 \sim 0.50 \text{ MPa}$, $p_o=0.2 \text{ MPa}$, $q_v=8.1 \text{ m}^3/\text{h}$, 且高压气体气源压力连续变化时, 分级减压控制试验曲线如图 7 所示。其中图 7a 为整个控制过程, 图 7b 为某一区段上的部分展开放大的曲线形状。



图 6 高压气动分级减压控制系统试验装置

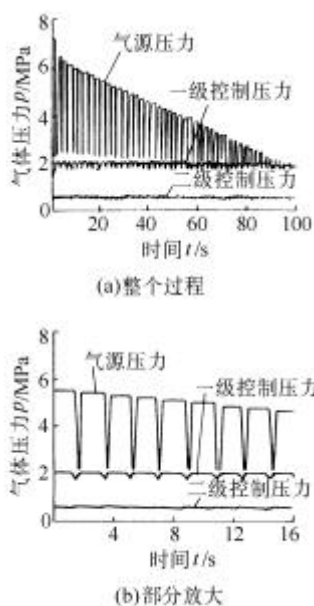


图 7 Bang-Bang 控制分级减压系统试验曲线

高压气动分级容积减压控制系统试验研究得出：气源压力从高压变化到低压，控制系统都能够实现稳定的输出压力控制，而且压力控制稳定输出的范围较大；一级减压的设定压力只要高于二级减压设定压力的临界输入压力值，压力数值的变化对二级减压的控制性能影响不大；高压气动开关阀的开关周期主要由二级减压控制的流量和压力来决定，流量越大，开关阀的工作频率越高；一级减压的压力曲线受二级减压开关周期的影响比较大，每当二级减压控制阀开启时，压力值都有一个明显的下降谷；二级减压的控制压力输出比单级减压的输出更为稳定。试验曲线的变化趋势基本上遵循理论上得到的规律，与仿真结果符合得较好。

5 结论

提出高压气动容积减压分级控制系统，即分级减压，为高压气体的节能减压提供了新的方法。理论研究表明，气源压力在 30 ~ 50 MPa 范围内，对应不同多变指数的补偿过程，二级减压的做功能力比一级减压的做功能力可提高 10% ~ 60%，且多变指数越小，做功能力提高越大。将分级减压概念引入到气动发动机的设计中，可为高效气动汽车发动机的探索性研究开辟一条新思路。

高压气动两级控制容积减压系统中，高压气动开关阀的开关周期主要由二级减压控制的负载耗气量和压力来决定，耗气量越大，开关阀的工作频率越高；一级减压的设定压力只要高于二级减压设定压力的临界输入压力值，就能得到稳定的控制压力输出。

仿真与试验结果的一致性，证明了建立的两级控制容积减压系统的数学模型是合理的，可以作为高压气动容积减压分级控制系统研究的基本工具。

参 考 文 献

- 1 陈鹰, 许宏, 陶国良, 等. 压缩空气动力汽车的研究与进展. 机械工程学报, 2002, 38 (11): 7 ~ 11
- 2 Jia G Z, Wang X Y, Chen Y, et al. Analysis of energy control system of the car driven by compressed air power. In: Proceedings of IEE Control Conference 2002-One Conference in Two Cities, Hong Kong and Hangzhou, China, 2002: 171 ~ 177
- 3 贾光政. 高压气动减压理论及其在气动汽车上应用的关键技术研究: [博士学位论文]. 杭州: 浙江大学, 2004
- 4 刘昊, 陈鹰, 陶国良. 压缩空气动力发动机工作过程建模及特性研究. 自然科学进展, 2004, 14 (3): 319 ~ 324

- 5 贾光政, 王宣银, 吴根茂. 超高压大流量气动开关阀的原理和动态特性研究. 机械工程学报, 2004, 40 (5): 77 ~ 81
- 6 贾光政, 王宣银, 刘昊, 等. 高压气动容积减压系统的 Bang-Bang 控制研究. 液压与气动, 2004(5): 38 ~ 40

RESEARCH ON PRINCIPLE AND PROPERTY OF CLASSIFICATION CONTROL PRESSURE REDUCTION BY EXPANDER IN HIGH PRESSURE PNEUMATIC SYSTEM

Jia Guangzheng

*(School of Mechanical Science and Engineering,
Daqing Petroleum Institute, Daqing 163318)*

Wang Xuanyin Wu Genmao

Tao Guoliang Chen Ying

*(State Key Laboratory of Fluid Power Transmission
and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027)*

Abstract : For improving the energy application of pressure reduction by expander in high pressure pneumatic system, the pressure reduction with classification control is proposed. It is a useful energy saving method proved by the energy compensating principle and property under the equal pressure condition. The mathematic model, the simulation and the experiment of the two steps control system are completed. The results show that the theoretical model approximately corresponds with the test; and the prerequisite of holding good control performance of the system pressure output is that the output pressure of the first step pressure reducing is higher than the critical input pressure of the second step pressure reducing.

Key words : High pressure pneumatic

Pressure reduction by expander

Classification control Energy property

作者简介: 贾光政, 男, 1965 年出生, 副教授, 博士。主要从事流体传动及控制方面的教学与科研工作, 发表论文 40 余篇。

E-mail : jiaguangzheng@126.com



Abstract: According to the modeling of a nonlinear system with hysteresis characteristics, indicate a new method. The model is constructed with higher order asymmetric rigidity force, viscous damping force and bilinear hysteretic force. From the parameters separated identification, establish the function relation between the parameters and the amplitude, frequency. The contrast result of the hysteresis curve of restoring force-displacement indicate that the model can describe this kind of nonlinear vibration system's character better, the modeling and the parameter identification method is practical

and effective.

Key words : Hysteretic model Math modeling

Parameters identification

作者简介: 李冬伟, 男, 1979 年出生, 博士研究生。研究方向为兵器振动与冲击防护。

E-mail : 12ldw@163.com

白鸿柏, 男, 1964 年出生, 教授, 博士后。

刘英杰, 男, 1970 年出生, 讲师, 硕士。

杨建春, 男, 1965 年出生, 副教授, 博士研究生。