

气动系统外部结露的机理与判别

朱冬, 杨庆俊, 包钢

(哈尔滨工业大学 SMC 气动技术中心, 150080, 哈尔滨)

摘要: 通过分析、研究气动充放气系统外部结露的发生机理, 提出了一种快捷的结露判别方法. 当元件表面的平衡温度达到或低于环境露点, 系统将发生外部结露, 反之则不会发生结露. 据此机理的判别方法是: 假设系统元件的初始温度为环境露点温度, 在考虑系统内部气体、元件及外部空气之间的耦合传热的同时来比较若干个充放气周期结束时元件表面周期温度的变化趋势, 如果元件表面周期温度逐渐升高, 则系统不会发生外部结露, 反之系统将发生外部结露. 在气动充放气系统的二维轴对称模型中进行了数值模拟, 结果表明所提方法可快速准确地判断出系统的结露情况.

关键词: 气动系统; 充放气; 外部结露; 判别

中图分类号: TH138 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)01-0089-05

Judgement of External Condensation on Pneumatic System

ZHU Dong, YANG Qingjun, BAO Gang

(SMC Pneumatic Technology Center, Harbin Institute of Technology, Harbin 150080, China)

Abstract: The mechanism of external condensation on a pneumatic charging and discharging system was analyzed, and then a convenient judgement method for external condensation on a pneumatic system was proposed. In the judgement method, the initial temperature of components is assumed to equal the dew point of the ambient air, and then the tendency of surface period-temperature of components for several charging and discharging periods is compared considering the coupling heat transfer of the pneumatic components, the inside air and the ambient air. If the period-temperature of components rises, the external condensation will not occur, otherwise the external condensation will occur. The numerical simulation with the two-dimensional axisymmetric model of pneumatic charging and discharging system shows that the proposed judgement method can predict external condensation quickly and accurately.

Keywords: pneumatic system; charging and discharging; external condensation; judgement

气动系统具有结构简单、易于安装、经济环保等优点, 所以在现代工业中得以广泛应用^[1-2]. 随着气动系统向高速化、小型化方向的发展, 气动系统的结露问题逐渐显现. 结露是指气动系统运行时系统的内部或外部有水珠凝结, 分为内部结露和外部结露^[3], 严重时可出现结冰现象. 结露会破坏气动元件的润滑性能, 降低元件的寿命, 因此找出结露的发生机理, 提出判别结露发生的方法, 已成为气动领域里

的重要课题.

近年来, 很多学者对气动系统的结露问题, 尤其是内部结露进行了研究, 如确立了固定容积容腔在充放气过程中系统内部水蒸气的凝结情况^[4], 利用流体网络理论提出了系统发生内部结露的 2 个必要条件^[5], 以定容积容器、管路及节流口组成的充放气系统为模型建立了系统发生内部结露的可能性计算公式^[6]. 另外, 一些学者对气动系统外部结露的机理进行了研究, 但还未提出有效的判别外部结露的

准则或方法。

本文以气动充放气系统为研究对象,分析了气动系统发生外部结露的机理,并提出了一种气动系统发生外部结露的快速判断方法。

1 气动系统外部结露机理

图1为典型气动回路,包括气源、电磁阀、管路、节流阀、气缸和负载等。气缸在换向阀的控制下进行充放气,通过进气回路向气缸进气腔充气,通过放气回路从气缸放气腔向系统外放气。活塞未运动时属于固定容积的充放气,活塞运动时属于变容积充放气。

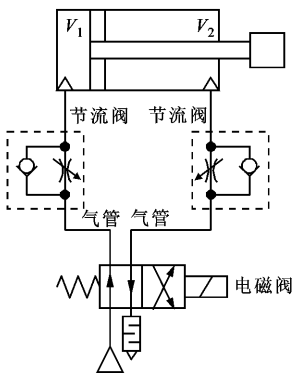


图1 典型气动回路

当电磁阀处在图1所示位置时,气体向气缸无杆腔 V_1 充气,同时气缸有杆腔 V_2 中的气体向环境中放气,活塞杆伸出。在充气过程中,气缸无杆腔及相连气管内的气体受到了压缩,气温升高,并通过换热将热量传给进气管和气缸壁,使气管和气缸壁温度升高,系统外部空气和气管及气缸壁受热后温度升高。气缸有杆腔内的气体通过换向阀向外部环境排气,气体膨胀做功而气温下降。气体吸取元件的部分热量而导致气管和气缸温度下降,与元件换热也将导致外部空气温度下降。当气缸活塞杆完全伸出后,换向阀换向,活塞杆缩回,此时有杆腔内的气体受压而气温升高,无杆腔内的气体膨胀而气温降低。

在一个充放气周期中,系统中同一元件内的气体既有充气过程也有放气过程,由于气动元件与气体存在着热交换,所以元件温度既会升高也会降低。温度升高主要发生在充气过程,温度下降主要发生在放气过程,升高和降低程度并不相同,称一次充放气结束时元件的表面温度为周期温度。随着充放气次数的增加,元件表面温度逐渐偏离初始温度并稳定在一个固定值附近,称为平衡温度。平衡时的元件周期温度近似等于平衡温度。

如果元件外壁的平衡温度达到或低于外部空气的露点温度,元件附近空气的温度也降到了环境露点以下,此时相对湿度将达到或超过100%,空气中的水蒸气会凝结在元件的表面,由此结露;如果元件外壁的平衡温度高于外部空气的露点温度,则不会结露。一旦结露,在一段时间内相对湿度将维持100%,而绝对湿度开始减小。当绝对湿度降低到使得相对湿度小于100%时,外部结露结束。在此期间形成的水滴量为结露量。

2 外部结露判别方法

根据外部结露发生的机理来判断系统是否发生外部结露,就是要比较元件平衡温度和外部空气露点温度的大小。外部空气的露点温度一般在短时间内不会发生太大的变化。达到平衡温度需要经过数十个充放气周期^[7],并与诸多因素有关,计算较为复杂且误差较大。所以,本文提出了一种更为简便、有效的结露判别方法。

图2给出了气动系统充放气时系统元件的温度变化。

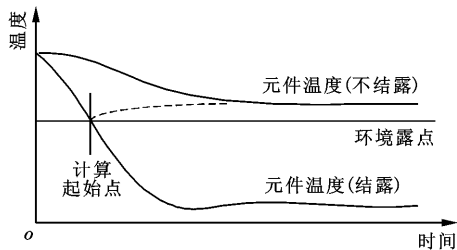


图2 气动系统温度变化示意图

对于发生结露的系统,元件表面温度在由初始温度降低到平衡温度的过程中的某一时刻将达到环境露点温度,随后的充放气使元件表面温度继续降低。对于不发生外部结露的系统,元件表面平衡温度高于环境露点,如果其他条件不变,仅元件的初始温度降低为环境露点,随着充放气的进行,元件温度逐渐升高,并向平衡温度变化。因此,对于任意一个气动充放气系统,假设系统元件的初始温度为环境露点温度,通过计算若干个充放气周期的系统流场和温度场,便可比较元件表面周期温度的变化趋势。如果元件表面周期温度升高,可认为系统元件表面的平衡温度高于环境露点温度,则系统不会发生外部结露;如果元件表面周期温度降低,可认为系统元件表面的平衡温度低于环境露点温度,则系统将发生外部结露。

3 气动充放气系统模型

气动系统充放气时,系统中的流动属于可压缩湍流,所以可将内部气体、元件及外部空气的耦合传热作为整体来建立二维轴对称模型。

3.1 数学模型

连续性方程^[8]为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho u_r)}{\partial r} + \frac{\rho u_r}{r} = 0 \quad (1)$$

式中: ρ 是空气密度; x, r 是轴向坐标和径向坐标; t 是时间; u_x, u_r 是轴向速度和径向速度。

轴向和径向的动量守恒方程为

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho u_x)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho u_x u_x)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho u_r u_x)}{\partial r} = \\ - \frac{\partial p}{\partial x} + S_{ix} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(\frac{2 \partial u_x}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{u}) \right) \right] + \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(\frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial x} \right) \right] \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho u_r)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho u_x u_r)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho u_r u_r)}{\partial r} = - \frac{\partial p}{\partial r} + \\ \frac{2}{3} \frac{\mu}{r} (\nabla \cdot \mathbf{u}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(\frac{2 \partial u_r}{\partial r} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{u}) \right) \right] + \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(\frac{\partial u_r}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial r} \right) \right] - 2 \mu \frac{u_r}{r^2} + S_{ir} \end{aligned} \quad (3)$$

式中: p 是空气压力; μ 是空气黏度; S_{ix}, S_{ir} 是广义源项,本文中为0; $\nabla \cdot \mathbf{u} = \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r}$ 。

能量方程^[9]为

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_x T)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho u_r T)}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial r} \right) + S_T \end{aligned} \quad (4)$$

式中: T 是气体温度; λ 是导热系数; c_p 是气体比定压热容; S_T 是广义源项。

状态方程为

$$p = \rho R T \quad (5)$$

式中: R 是气体常数。

活塞运动方程为

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 A_1 - p_2 A_2 - p_a (A_1 - A_2) - f - F_1 \quad (6)$$

式中: f 是摩擦力; F_1 是负载力; p_1 是气缸无杆腔绝对压力; p_2 是气缸有杆腔绝对压力; p_a 是大气绝对压力; A_1 是气缸无杆腔侧活塞面积; A_2 是气缸有杆腔侧活塞面积; M 是活塞和负载的质量。

$k-\epsilon$ 方程湍流模型^[9]为

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_x k)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho u_r k)}{\partial r} = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial r} \right] + \rho G - \rho \epsilon \end{aligned} \quad (7)$$

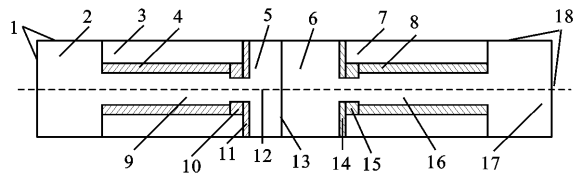
式中: $\sigma_k=1.0$,为一常数。

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_x \epsilon)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho u_r \epsilon)}{\partial r} = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial r} \right] + \\ \frac{\epsilon}{k} (c_1 \rho G - c_2 \rho \epsilon) \end{aligned} \quad (8)$$

式中: k 是湍流脉动动能; ϵ 是脉动动能耗散率; μ_t 是湍流黏度系数; $G = \frac{\mu_t}{\rho} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{u_r}{r} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial x} \right)^2 \right\}$; $\mu_t = c_\mu \rho k^2 / \epsilon$; $c_\mu = 0.09$ 。式(8)中的常数 $c_1=1.44, c_2=1.92, \sigma_\epsilon=1.3$ 。

3.2 物理模型

本文将气缸简化为圆柱型,将节流阀简化为节流口,气缸的进气口和出气口分别挪移到气缸2个底面中心,如图3所示。模型中的气源区与进气管相连,为系统提供恒压和恒温的气体。放气管出口与大气区域相连。



1:进气口;2:气源区;3:进气管外空气;4:进气管管壁;5:气缸充气腔;6:气缸放气腔;7:放气管外空气;8:放气管管壁;9:进气管;10:进气节流口;11:气缸壁;12:对称轴;13:活塞;14:气缸壁;15:放气节流口;16:放气管;17:大气区域;18:放气口

图3 简化的气动回路模型

建模时,气缸有杆腔的直径按照当量直径建立,当量直径

$$d_D = (d_1^2 - d_2^2)^{1/2} \quad (9)$$

式中: d_1 是气缸直径; d_2 是活塞杆直径。

3.3 初始条件和边界条件

初始时模型中的气源区、气缸放气腔、放气节流口和放气管的压力均为供气压力,其他区域为大气压力。初始时,元件壁面和元件内气体的温度均为环境露点温度,气源区、大气区域和管壁外空气的温度均为环境温度,元件内气体均为静止状态。

边界条件涉及到进气口、放气口和壁面等。进气口边界为压力入口边界,压力为供气压力,温度为供

气温度;放气口边界为压力出口边界,压力为大气压,温度为环境温度.管壁、节流口壁和气缸壁 3 处为耦合壁面,内部气体、壁面和外部气体之间为热传递,活塞的壁面对流换热.近壁面区采用标准壁面函数.

当充放气换向时,进气口变为放气口,放气口变为进气口,气源区变为大气区域,大气区域变为气源区,进气管及进气节流口变为放气管和放气节流口,放气管及放气节流口变为进气管和进气节流口,气缸的充气腔与放气腔互换.

4 气动充放气系统流场的试验验证

依照表 1 参数建立模型,利用 Fluent 软件进行计算.初始时,气缸无杆腔为进气腔,有杆腔为放气腔.用 PISO 法对流场进行求解.按照图 1 和表 1 所建气动回路进行充放气试验,并测量气缸两腔压力.进气腔压力和放气腔压力如图 4 所示.

表 1 元件、型号及其参数

元件及型号	参数	数值
TU0805 气管	内径/mm	5
	外径/mm	8
	进气管长/m	0.4
	放气管长/m	0.4
AS3000 节流阀	进气口节流面积/mm ²	12.3
	放气口节流面积/mm ²	12.3
CDM2B40-300A 气缸	水平负载/kg	1.22
PSE510-R06 压力 传感器	压力量程/MPa	0~1
	供气压力/MPa	0.5
	供气温度/K	293.15
	环境温度/K	293.15
	充气周期/s	0.6
	放气周期/s	0.6

从图 4 可以看出,整个充放气周期为 1.2 s,初始时活塞完全缩回,无杆腔充气,有杆腔放气.在 0.23 s 时,活塞杆完全伸出,活塞速度值瞬时突变为 0,无杆腔压力逐渐增大为气源压力,有杆腔压力迅速减小并最终稳定为大气压.在 0.6 s 时,充放气换向,有杆腔充气,无杆腔放气.在 0.88 s 时,活塞杆完全缩回,有杆腔压力逐渐增大为气源压力,无杆腔

压力迅速减小并最终稳定为大气压.利用二维轴对称模型计算得到的曲线与试验曲线具有较好的一致性,表明本方法是可行的.

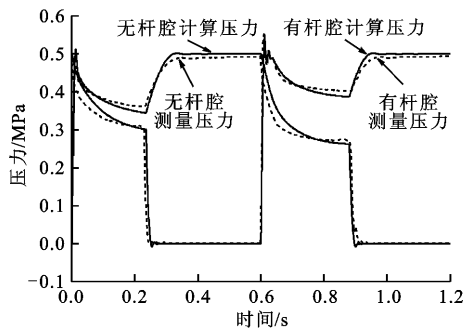


图 4 气缸进气腔与放气腔压力曲线

5 外部结露判别方法的验证

按照表 1 在不同湿度下进行了充放气试验,试验回路如图 5 所示,试验结果如表 2 所示.不同湿度下 3 个充放气周期节流阀表面温度如图 6 及图 7 所示.

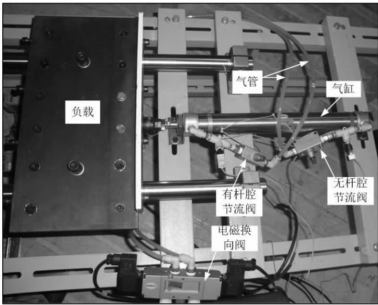


图 5 气动充放气试验回路

表 2 不同湿度下充放气试验结果

相对湿度/%	环境露点温度/K	试验结果
30	275.29	无结露
95	292.55	无杆腔侧节流阀表面结露, 有杆腔侧无结露

图 6 显示出:30%湿度时无杆腔节流阀表面温度始终高于露点温度,其周期温度为 275.4 K 且基本不变;有杆腔节流阀表面在 1.2 s 时的周期温度为 275.65 K,在 2.4 s 时的周期温度为 275.92 K,在 3.6 s 时的周期温度为 276 K,它们均高于露点温度且周期温度逐渐升高.根据本文判定方法知,这 2 个节流阀均不会出现结露.

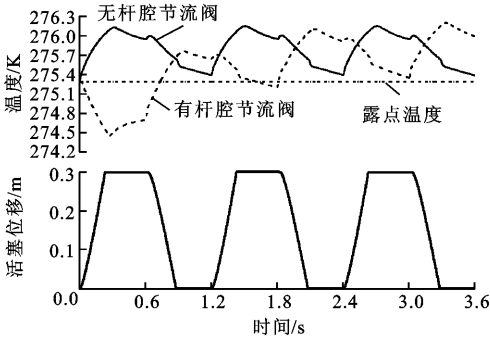


图 6 环境温度为 293.15 K、相对湿度为 30% 时节流阀表面温度变化

图 7 显示出:95%相对湿度时无杆腔侧节流口表面周期温度逐渐降低且低于露点温度;有杆腔侧节流口表面在 2.4 s 时的第 2 个周期温度为 292.6 K,在 3.6 s 时的第 3 个周期温度为 292.62 K,它们均高于露点温度,周期温度逐渐升高.根据本文判断方法得出,有杆腔节流阀表面无结露,无杆腔节流阀表面会出现结露,与表 2 的试验结果相符.通过对若干个充放周期的数值模拟可快速准确地判断出系统的结露情况,表明本文判别方法具有较好的实用性.

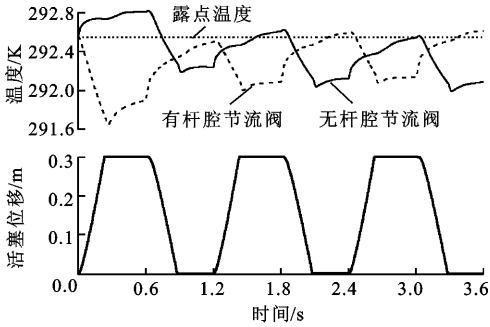


图 7 环境温度为 293.15 K、相对湿度 95%时 节流阀表面温度变化

6 结 论

本文以气动充放气系统为研究对象,分析了气动系统发生外部结露的机理,并得到以下结论.

- (1)当平衡温度达到或低于外部空气露点温度时,气动系统元件发生外部结露,反之则不会发生结露.
- (2)判别气动充放气系统是否发生外部结露的方法是,在假设系统元件的初始温度为环境露点温

度情况下,比较若干个充放气周期结束时元件表面周期温度的变化趋势.如果元件表面周期温度逐渐升高,系统则不会发生外部结露,反之系统将发生外部结露.

参考文献:

[1] HØIER C K, SONNENBORG T O, JENSEN K H, et al. Experimental investigation of pneumatic soil vapor extraction[J]. Journal of Contaminant Hydrology, 2007, 89(1):29-47.

[2] YAMADA T, WATANABE T. Development of a pneumatic cylinder-driven arm wrestling robot system [C]//Proceedings of the 17th IEEE International Symposium on Robot and Human Interactive Communication. Los Alamitos, USA: IEEE Computer Society, 2008: 665-670.

[3] 李军,杨庆俊,王祖温. 气动系统内部结露机理及实验[J]. 机械工程学报,2007,43(9):7-11.

LI Jun, YANG Qingjun, WANG Zuwen. Mechanism and experiment of the internal condensation of water vapor in pneumatic system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(9): 7-11.

[4] 张護平. 空気圧システム中における結露に関する研究[D]. 日本东京:上智大学,1995.

[5] JIN Y, WANG Z, BAO G. Condensation during discharging of pneumatic system[J]. Transactions of the ASME: Journal of Fluids Engineering, 2004, 126(3): 430-435.

[6] 李军,王祖温,包钢. 气动系统内部结露的机理研究[J]. 机械工程学报,2001,37(10):54-58.

LI Jun, WANG Zuwen, BAO Gang. Study on the internal condensation of water vapor in pneumatic system [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(10): 54-58.

[7] ZHU Dong, YANG Qingjun, BAO Gang. Study on principles of external condensation of water vapor in pneumatic system [C]//Proceedings of the 7th International Conference on Fluid Power Transmission and Control. Hangzhou, China: Zhejiang University, 2009:604-607.

[8] REYNIER P, MINH H H. Numerical prediction of unsteady compressible turbulent coaxial jets[J]. Journal of Computers & Fluids, 1998,27(2): 239-254.

[9] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2 版. 西安:西安交通大学出版社,2001:4-6,347-352.

(编辑 苗凌)