

基于温湿度模型的促动器防积水机理与实验

戚举鹏, 金惠良*, 叶 骞

(上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘要: 为提高促动器在户外使用的可靠性, 需要研究促动器防积水策略. 根据促动器的结构和传热学原理, 建立促动器内气体的温湿度模型, 实现了促动器内气体温湿度的在线计算. 通过模拟计算值与实验测量值的对比, 对温湿度模型进行验证, 并分析了促动器内部积水的原因. 根据温湿度模型计算结果, 提出了用防水透气阀解决促动器内部积水问题的方案, 并进行了实验对比.

关键词: 促动器; 呼吸作用; 吸水效应; 温湿度模型

中图分类号: TH751

文献标识码: A

doi: 10.7511/dllgxb201605006

0 引言

目前国内外先进的大型射电望远镜都装备了主动面系统, 以提高其主反射面的面型精度. 射电望远镜专用促动器是主动面系统的关键设备. 促动器密封壳体内置有步进电机、驱动控制器、编码器等精密电子设备, 且其分布于天线面板的下方, 维修不便, 处于露天工作时, 就要求其具有良好的可靠性和防水防尘性. 由于室外温度和电机工作状态的变化, 促动器内湿空气的饱和状态也随之变化, 在低温环境下, 空气中的水蒸气可能会过饱和而凝露^[1-3], 影响促动器使用. 在工厂化的大规模生产时, 并不能保证每一台促动器的完全密封, 这就产生了“呼吸作用”和“吸水效应”^[1-3], 长此以往将导致促动器内部积水. 而那些密封效果好的促动器, 随着外界温度的变化, 会在箱体内部形成正负压力, 长时间的内外压差作用, 会使箱体的密封效果变差, 同时产生“呼吸作用”和“吸水效应”, 造成促动器内部积水, 最终导致促动器故障. 目前国内对密闭箱体防呼吸凝露的研究主要集中在结构设计和方案的应用层面上, 很少有关于密闭箱体内部温湿度的模拟计算研究及动态仿真. 本文通过促动器内温湿度测量实验, 根据传热学原理, 建立促动器内温湿度模型, 以模拟促动器内部气体的温湿度随环境温湿度变化的动态过程, 在此基础

上分析促动器内部积水的原因, 并通过温湿度模型的仿真计算, 验证防水透气阀对于预防促动器内部积水的积极作用, 并与户外实验结果进行对比.

1 促动器内温湿度模型的建立

本文以促动器内气体为研究对象, 采用集总参数法^[2,4-8]建立促动器内温湿度模型, 为了简化计算, 现作如下假设:

- (1) 促动器内气体为理想气体;
- (2) 促动器内温度、压力、密度和湿度分布均匀;
- (3) 促动器外壳温度分布均匀;
- (4) 步进电机发热模型简化为恒功率的发热源.

基于上述假设, 可对促动器热模型进行简化, 得到促动器热模型结构, 如图 1 所示.

促动器内外气体的流动满足连续性方程:

$$\frac{dm_{\text{air}}}{dt} = -q_m \quad (1)$$

促动器壳体内外的换热差等于壳体热力学能的变化量:

$$Q_1 - Q_2 = \frac{d}{dt}(c_{\text{Al}} m_{\text{Al}} T_{\text{Al}}) \quad (2)$$

促动器内气体满足理想气体状态方程:

$$pV = m_{\text{air}} RT_{\text{air}} \quad (3)$$

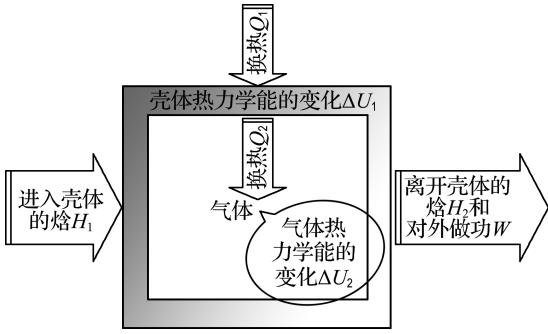


图1 促动器热模型结构

Fig. 1 Structure of actuator thermal model

由式(3)微分得

$$V \frac{dp}{dt} + p \frac{dV}{dt} = RT_{\text{air}} \frac{dm_{\text{air}}}{dt} + m_{\text{air}} R \frac{dT_{\text{air}}}{dt} \quad (4)$$

促动器内气体满足能量方程：

$$Q_2 + c_p T_f q_m - p \frac{dV}{dt} + \dot{q} = \frac{d}{dt} (c_v m_{\text{air}} T_{\text{air}}) \quad (5)$$

壳体内外表面的传热量满足传热方程：

$$\begin{aligned} Q_1 &= h_1 A (T_f - T_{\text{Al}}) \\ Q_2 &= h_2 A (T_{\text{Al}} - T_{\text{air}}) \end{aligned} \quad (6)$$

促动器批量生产时，少数促动器会出现泄漏，且泄漏存在个体差异，但泄漏微孔面积的量级相差不大。促动器的微孔泄漏可以看成促动器表面有等效过流面积为 A_j 的节流孔，节流孔处的流量方程：

$$q_m = \begin{cases} A_j p_h \sqrt{\frac{2}{R_g T_h} \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_l}{p_h} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_l}{p_h} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} ; \\ 0.528 \leq \frac{p_l}{p_h} \leq 1 \\ \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} A_j p_h \sqrt{\frac{2}{R_g T_h} \cdot \frac{\gamma}{\gamma+1}} ; \frac{p_l}{p_h} < 0.528 \end{cases} \quad (7)$$

相对湿度等于气体中水蒸气气压和当前温度饱和蒸汽压之比：

$$\varphi = p_w / p_s \quad (8)$$

当前温度的饱和蒸汽压由拟合公式求得：

$$173 \text{ K} \leq T \leq 273 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} p_s &= \exp(6.413 + 8.196 \times 10^{-2} T - \\ &3.333 \times 10^{-4} T^2 + 3.446 \times 10^{-7} T^3 - \\ &1.103 \times 10^{-8} T^4) \end{aligned}$$

$$\sigma_a^2 = 5.145 \times 10^{-7} \quad (9)$$

$$273 \text{ K} < T \leq 523 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} p_s &= \exp(6.423 + 7.180 \times 10^{-2} T - \\ &2.707 \times 10^{-4} T^2 + 7.234 \times 10^{-7} T^3 - \\ &9.267 \times 10^{-10} T^4) \end{aligned}$$

$$\sigma_b^2 = 8.005 \times 10^{-7}$$

以上各式中： q_m 为气体质量流量， c_{Al} 为铝合金的比热容， Q_1 为促动器表面与外界的换热量， Q_2 为内部湿气体的对流换热量， p 、 V 、 m_{air} 、 T_{air} 为促动器内气体的压力、体积、质量和温度， R 为通用气体常数， c_p 、 c_v 分别为气体的比定压热容和比定容热容， $\dot{q}$ 为内热源功率， h_1 、 h_2 分别为促动器外表面换热系数和内表面换热系数， A 为促动器表面换热面积， T_f 为外界温度， φ 为相对湿度， p_w 为水蒸气分压， T_h 为节流孔高压端气体温度， R_g 为气体常数， p_s 为饱和蒸汽压， p_h 为节流孔高压， p_l 为节流孔低压， A_j 为节流孔的面积， T 为湿空气的温度。

综上，促动器内温湿度模型为

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= \frac{RT_{\text{air}} \frac{dm_{\text{air}}}{dt} + m_{\text{air}} R \frac{dT_{\text{air}}}{dt}}{V} \\ \frac{dT_{\text{Al}}}{dt} &= \frac{h_1 A (T_f - T_{\text{Al}}) - h_2 A (T_{\text{Al}} - T_{\text{air}})}{c_{\text{Al}} m_{\text{Al}}} \\ \frac{dT_{\text{air}}}{dt} &= \frac{c_v T_{\text{air}} \frac{dm_{\text{air}}}{dt} - h_2 A (T_{\text{Al}} - T_{\text{air}}) - c_p T_f \frac{dm_{\text{air}}}{dt} - \dot{q}}{c_v m_{\text{air}}} \\ \varphi &= \frac{p_w}{p_s} \end{aligned} \quad (10)$$

2 模型的参数识别与实验验证

促动器内温湿度的动态仿真，需要知道温湿度模型中的各个参数值。促动器的参数、铝合金的参数和气体的各个参数都是已知的，还需要识别促动器内空腔的体积、促动器内外表面的换热系数和表面等效过流面积。以下介绍这些参数的识别实验和温湿度模型的实验验证。

2.1 促动器内空腔体积的识别

图2所示为促动器的三维模型，首先通过质量属性查看促动器三维模型的总体积 V_1 ，然后将促动器内空腔填满重新建立促动器模型，此时模型的总体积为 V_2 ，空腔的体积

$$V = V_2 - V_1$$

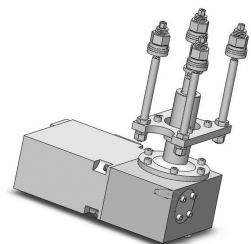


图2 促动器三维模型

Fig. 2 Three-dimensional model of the actuator

通过 Solidworks 仿真得出当丝杠处于零位时,促动器内空腔的总体积为 $1\,412.97\text{ cm}^3$.

2.2 促动器内外表面换热系数的识别

促动器内四周存在阻碍流体流动的壁面,流动不可以充分展开,且促动器内部气体没有形成稳定的流动,故促动器内壁和内部气体的换热属于自然对流换热. 它的强度取决于流体在固体表面的流动状态及其发展情况,而这些又与流体流动的空间和换热表面的形状、尺寸、表面与流体之间的温差、流体的种类与物性参数等许多因素有关,一般可以根据经验公式和实验去拟合其随换热系数的变化.

根据传热学原理,自然对流换热准则方程为

$$Nu=f(Gr,Pr)=\frac{h\cdot L}{\lambda}\tag{11}$$

$$Gr=\frac{g\cdot\alpha\cdot L^3\cdot\Delta T}{\nu^2}\tag{12}$$

式中: Nu 表示努塞尔数; Gr 表示格拉晓夫数; Pr 表示普朗特数; L 表示特征尺寸; h 表示对流换热系数; λ 表示空气导热系数; g 表示重力加速度; α 表示气体膨胀系数; ν 表示流体黏度; ΔT 表示促动器壁面温度与流体表面温度之差.

对于自然对流换热,利用工程中比较常用的关联公式:

$$Nu=0.59(Gr\cdot Pr)^{1/4};\,10^4\leq Gr\leq 10^9\tag{13}$$

$$Nu=0.10(Gr\cdot Pr)^{1/3};\,Gr>10^9\tag{14}$$

当促动器内气体处于换热平衡时,如图 3 所示,气体能量方程为

$$\frac{A(T_0-T)}{\frac{1}{h_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{h_2}}=\dot{q}\tag{15}$$

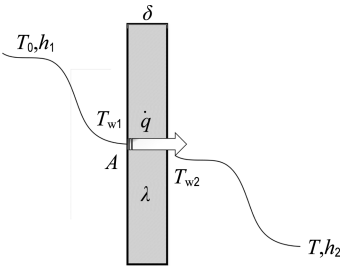


图 3 促动器表面换热模型

Fig. 3 Heat transfer model of actuator surface

式(15)中 h_1 和 h_2 均是时间的常数,促动器内表面的换热系数比较复杂,故采用常用的关联公式进行计算,而促动器外表面的换热系数和外界环境有关,在实际工作中应根据外界环境的变

化进行识别,本文中促动器置于室内,对流换热系数变化不是很明显,故可以看成某固定值.

根据上式设计如下表面换热系数识别实验:

- (1) T 型热电偶通过螺纹孔装入促动器内部,测量内部气体的温度;
- (2) 将处于待机状态的促动器置于恒温恒湿箱内,并设置恒温恒湿箱温度为 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- (3) 通过热电偶测量促动器内部温度变化,并得出终温为 $33\text{ }^{\circ}\text{C}$.

促动器内步进电机的待机功率为 2 W ,促动器内表面的换热为自然对流换热, h_2 根据式(11)~(14)计算,将上述值代入式(15),得到在实验室环境下 h_1 为 $10.45\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$.

2.3 促动器表面等效过流面积识别

由式(3)可得,当促动器内气体温度不变时,气体状态方程为

$$V\frac{dp}{dt}=-RT_{\text{air}}\frac{dm_{\text{air}}}{dt}$$

本文根据式(10)和(13)设计等效过流面积识别实验:

- (1) 压力传感器 PSE54 通过螺纹孔装入促动器内部,测量内部气体的压力;
- (2) 将促动器置于恒温恒湿箱内,设置其温度为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$,并向促动器内部充气,使其内部压力变为 0.15 MPa ;
- (3) 通过压力传感器测量促动器内部压力变化,并记下其压力与外界平衡所需的时间 $t=7.802\,3\times 10^4\text{ s}$.

通过促动器内压力随时间变化的曲线,识别出促动器表面等效过流面积 A_j 为 $1.75\times 10^{-11}\text{ m}^2$,在此节流面积下压力仿真曲线见图 4.

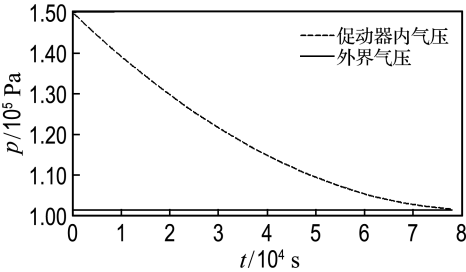


图 4 压力曲线

Fig. 4 Pressure curve

2.4 促动器内温湿度模型的实验验证

促动器的参数、铝合金的参数和空气的各个参数都是已知的,将这些参数代入泄漏促动器内

温湿度模型,就可以通过 MATLAB 模拟促动器内温湿度随着外界环境的变化,并和实验测量的结果进行对比,从而验证温湿度模型。

本文通过恒温恒湿箱模拟外界温湿度的变化,促动器初始温度为 15℃,设置恒温恒湿箱温度为 30℃,促动器内气体温度恒定后,重新设置恒温恒湿箱温度为 15℃,直到促动器内气体温度再一次达到稳定,用 T 型热电偶和 MH1500LF 湿度传感器分别测量期间促动器内部气体的温度和相对湿度的变化,T 型热电偶精度±1 K,MH1500LF 湿度传感器精度±5%,温湿度测量平台如图 5 所示。实验结果与模拟计算的结果如图 6 所示。

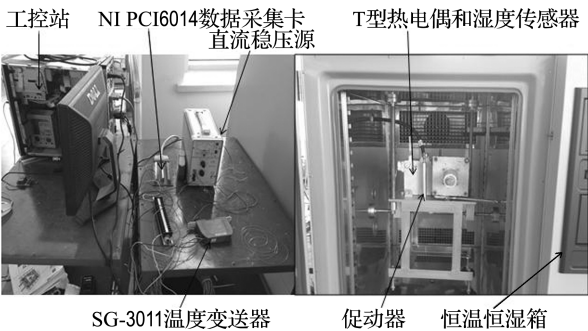


图 5 温湿度测量平台

Fig. 5 Measurement platform for temperature and humidity

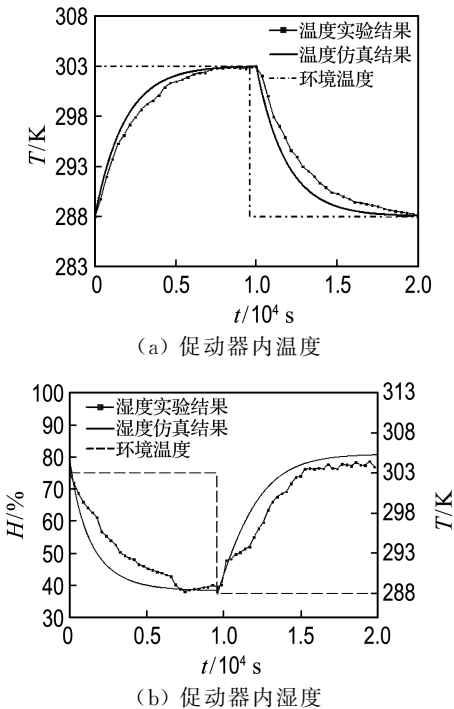


图 6 仿真与实验结果对比

Fig. 6 Comparison of simulation and experimental results

可以看出温度模拟计算的误差较小,绝对误差在 2 K 以内;湿度传感器的精度不高,只有±5%,但湿度仿真的结果(其随时间变化趋势)和实验测量结果也基本吻合,绝对误差在 7% 以内。由上述结果可知,该温湿度模型可以模拟计算促动器内温湿度随环境的变化,该模型可以用来探究促动器内部积水的机理。

3 防水透气阀防水机理与对比实验

3.1 防水透气阀的防水机理仿真

根据密封箱体内积水成因和温湿度模型的分析,选定用防水透气阀解决促动器内的积水问题。如图 7 所示,防水透气阀主要由防水透气膜、屏蔽网、安装螺纹和密封圈组成。透气阀的核心器件是防水透气膜——带有数亿个微孔的膨体聚四氟乙烯薄膜(e-PTFE)。这种微观网状结构的微孔直径在 0.1~3.0 μm,是灰尘和水滴的 1/1 000,是水分子的 700 多倍,可以达到 IP68 的防水标准,使得空气很容易穿透薄膜,同时阻止液态水和其他微小的尘埃颗粒进入促动器内。

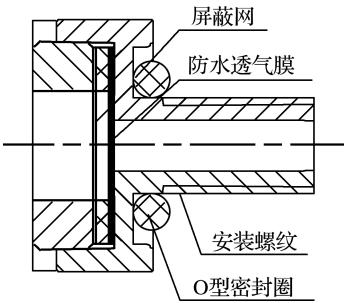


图 7 防水透气阀结构

Fig. 7 Structure of waterproof ventilated valve

防水透气阀的流量特性和内外压差成正比:

q_m = 6.025 × 10⁻⁸ × (p - p₀) (16)

式中:p 表示促动器内气体压力,p₀ 表示外界大气压。

将式(16)代入促动器温湿度模型式(10)即可得到装有防水透气阀促动器内气体的温湿度模型。

本文通过温湿度模型模拟计算防水透气阀的作用效果,并与未装防水透气阀的促动器进行对比,结果如图 8 所示。图 8(a)表示促动器初始温度为 30℃、初始湿度为 60%、外界温度为 20℃,促动器内湿度的变化情况,可以看出随着外界温度的降低,装防水透气阀和未装防水透气阀的促动器都会出现凝露现象,凝露量分别为 1.28 mg

和 1.30 mg;图 8(b)表示上海某月户外的天气情况;图 8(c)表示促动器内部湿度的变化情况,可以看出随着呼吸作用的进行,当外界相对湿度增大时,促动器内部湿度都增加,当外界湿度减小时,其内部湿度都减小;图 8(d)表示促动器的初

始温度为 30 ℃、初始湿度为 60%、外界温度为 20 ℃,促动器内压力的变化情况,可以看出随着外界温度的降低,装防水透气阀的促动器内部压力基本保持不变,而未装防水透气阀的促动器内部压力不断减小。

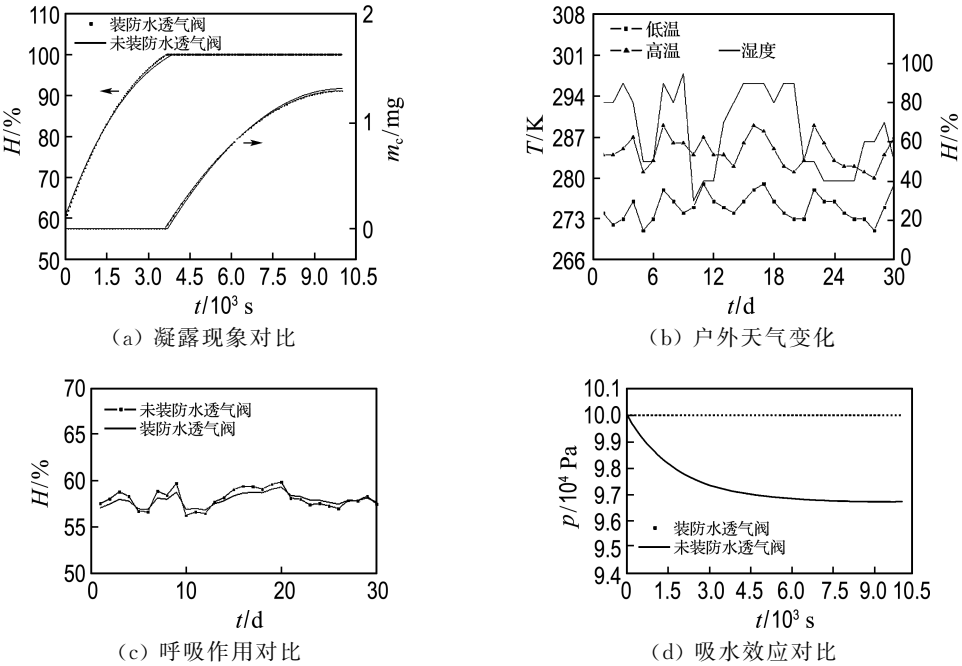


图 8 装防水透气阀与未装防水透气阀促动器效果对比

Fig. 8 Performance comparison of actuator with and without waterproof ventilated valve

3.2 户外对比实验

为了验证温湿度模型户外仿真结果和防水透气阀对于防止促动器内部积水的积极作用,设计装防水透气阀促动器和未装防水透气阀促动器的户外对比实验,每种类型的促动器各 4 台,整套实验装置包括促动器内温湿度测量系统、环境温湿度测量系统和 8 台实验促动器,图 9 为实验平台实物图。

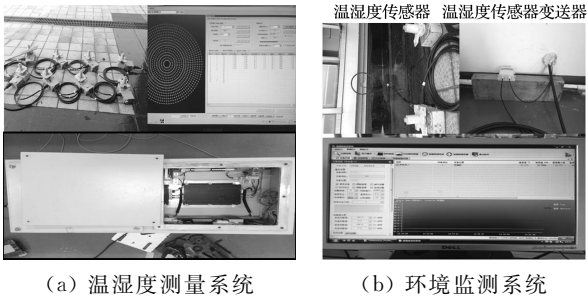


图 9 实验平台

Fig. 9 Experimental platform

为了验证温湿度模型能否在户外条件下预测

促动器内气体温湿度的变化,将户外环境温湿度代入促动器内温湿度模型当中,预测促动器内气体温湿度的变化趋势,并与实验结果进行对比。图 10 为实验与仿真对比,图 10(a)为某天早上 9 点到晚上 21 点的户外环境温湿度;图 10(b)为温度实验测量结果与仿真结果对比图,温湿度模型可以很好地预测促动器内部气体的温度变化趋势,绝对误差在 2 K 以内;图 10(c)为湿度实验测量结果与仿真结果对比图,温湿度模型可以很好地预测促动器内气体的相对湿度,绝对误差稍大,但也在 5% 以内。

促动器的户外对比实验由 2015 年 6 月 28 日开始进行。图 11 为实验测量结果的部分数据,图 11(a)为户外环境监测的温湿度;图 11(b)为实验测量的装防水透气阀和未装防水透气阀促动器内气体的湿度,可以看出装防水透气阀促动器和未装防水透气阀促动器内气体的相对湿度都会随着“呼吸效应”进行出现上下变化,但是并没有出现变大的趋势,都在某个数值上下波动,这和基于促

动器内温湿度模型的仿真结果吻合；图 11(c) 为装防水透气阀促动器实验结果与仿真结果对比图，从图中可以看出促动器温湿度模型可以很好地预测促动器内气体相对湿度的变化趋势。

基本等于标准大气压，而未装防水透气阀的促动器内压力会随着外界温度的变化而增大或者减小，长期的内外压差就会影响促动器的密封效果，最终可能导致外界的水因内外压差被压入促动器内部形成积水；促动器内温湿度模型可以较好地预测其内部气体温湿度的变化趋势。

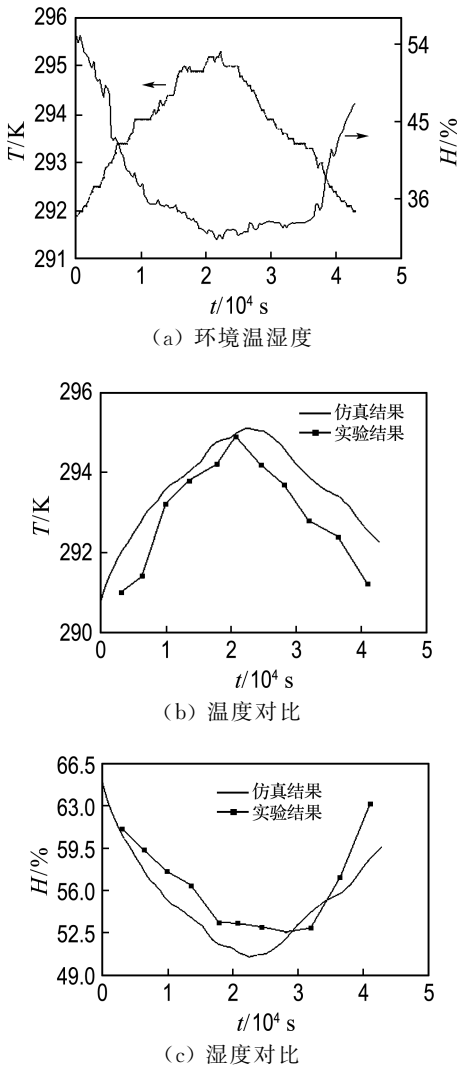


图 10 户外实验与仿真对比

Fig. 10 Outdoor experiment and simulation comparison

综上，防水透气阀并不能改善单次降温引起的促动器内部气体凝露，但凝露量很少，并不足以引起促动器故障，若要杜绝促动器内部发生凝露，就需要在促动器内部安装加热装置，当通过模型预测到促动器内气体湿度增加到一定值时，自动开启加热装置，防止凝露的发生；装防水透气阀和未装防水透气阀的促动器内部湿度都没有因为呼吸作用而显著增加，当外界干燥时，其内部湿度减小，当外界潮湿时，其内部湿度增大，内部湿度处于动态平衡状态，因此单纯的呼吸作用并不会使促动器内部积水；装防水透气阀的促动器内压力

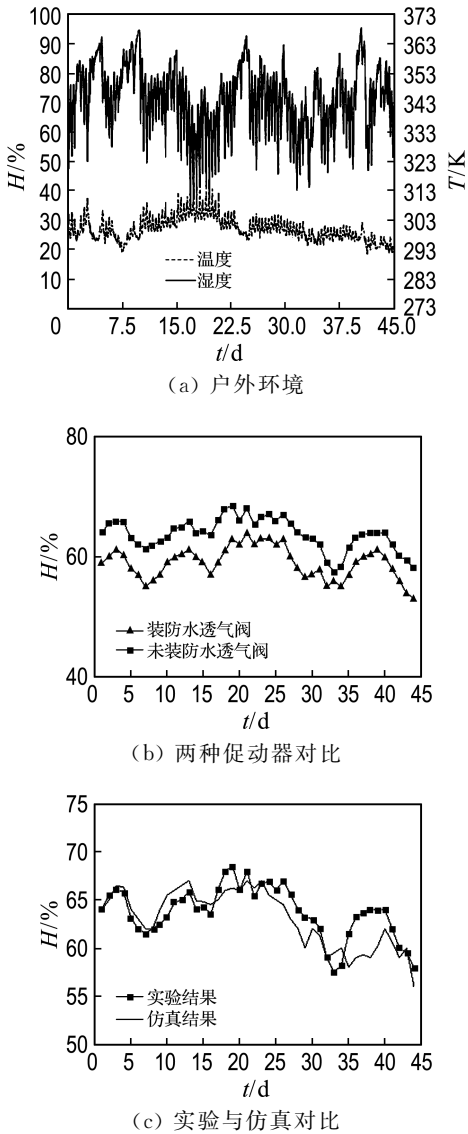


图 11 实验结果

Fig. 11 Experimental results

4 结 语

本文结合理论与实验数据的分析，建立了促动器内温湿度模型，利用外界的压力、温度和湿度数据，模拟计算促动器内部气体的温湿度，并通过实验验证该模型可以模拟计算促动器内温湿度随环境的变化。根据模型仿真和相关文献找到促动器内部积水的主要原因——长期的内外压差影响

促动器密封效果,最终导致吸水效应使促动器内部积水.

本文利用促动器内温湿度模型,通过装防水透气阀和未装防水透气阀的促动器内湿度、温度和压力变化的对比,仿真了防水透气阀对减少促动器内积水的作用,并通过装防水透气阀和未装防水透气阀促动器的户外对比实验与仿真结果交叉验证.

呼吸效应对密封良好促动器密封效果的影响和防水透气阀的作用效果优于密封良好的促动器需要进一步的户外实验验证.

参考文献:

- [1] 龚光福. 呼吸效应研究[J]. 雷达科学与技术, 2009, 7(3):236-239,244.
GONG Guang-fu. The research on respiration effect [J]. **Radar Science and Technology**, 2009, 7(3):236-239,244. (in Chinese)
- [2] 李 军,杨庆俊,王祖温. 气动系统内部结露机理及试验[J]. 机械工程学报, 2007, 43(9):7-11.
LI Jun, YANG Qing-jun, WANG Zu-wen. Mechanism and experiment of the internal condensation of water vapor in pneumatic system [J]. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, 2007, 43(9):7-11. (in Chinese)
- [3] 韦生文. 雷达电子设备的呼吸凝露作用及其预防[J]. 雷达科学与技术, 2010, 8(6):571-576, 582.
WEI Sheng-wen. Respiration and condensation of

radar electronic equipments and its prevention [J]. **Radar Science and Technology**, 2010, 8(6): 571-576, 582. (in Chinese)

- [4] 樊友军,陈 刚,仙 锦. 防水透气阀在雷达密封腔体中的应用[J]. 电子机械工程, 2012, 28(2):12-14.
FAN You-jun, CHEN Gang, XIAN Jin. Application of waterproof ventilated valve in sealed box of radar [J]. **Electro-Mechanical Engineering**, 2012, 28(2):12-14. (in Chinese)
- [5] ZHANG Hu-ping, Ikeo Shigeru, Takahashi Koji, *et al.* Study on the condensation of water in a pneumatic system [C] // **Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power**. Tokyo: The Japan Fluid Power System Society, 1993:589-594.
- [6] LI Da-he, YANG Kai, CHEN Shi, *et al.* Thermal behavior simulation of Ni/MH battery [J]. **Chinese Science Bulletin**, 2009, 54(9):1500-1506.
- [7] Forgez C, Do D V, Friedrich G, *et al.* Thermal modeling of a cylindrical LiFePO₄/graphite lithium-ion battery [J]. **Journal of Power Sources**, 2010, 195(9):2961-2968.
- [8] LIN Xin-fan, Perez H E, Siegel J B, *et al.* Online parameterization of lumped thermal dynamics in cylindrical lithium ion batteries for core temperature estimation and health monitoring [J]. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, 2013, 21(5):1745-1755.

Experiment and waterproof mechanism of actuator based on temperature and humidity model

QI Ju-peng, JIN Hui-liang*, YE Qian

(School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: In order to improve the reliability of the actuator used outdoors, waterproof countermeasures of actuator are studied. According to the actuator's structure and heat transfer theory, a temperature and humidity model for gas inside the actuator is established to achieve an online calculation of temperature and humidity of gas inside the actuator. By the comparison of the simulation value and experimental measurement of temperature and humidity, the temperature and humidity model is verified and the production reason of accumulated water inside the actuator is analyzed. According to the calculation results of the temperature and humidity model, the solution of installing waterproof ventilated valve to solve the problem of accumulated water inside the actuator is proposed, and experimental comparison is conducted.

Key words: actuator; respiration effect; sopping effect; temperature and humidity model