

文章编号: 1671-6612 (2019) 06-649-05

# 组合式空调箱换热器调节阀流量系数的选型设计

张蒙生

(河南中烟漯河卷烟厂 漯河 462000)

**【摘要】** 针对组合式箱空气加热器或者表面冷却器安装使用的自动调节阀流量系数选型过小, 导致在极端天气下, 空调空气换热器供热或供冷不足, 影响温湿度的调控, 建立了热力学计算模型, 通过理论设计可使管道管径和阀门流量系数选型科学合理, 满足异常气候变化的冗余设计要求。

**【关键词】** 自动调节阀; 流量系数; 组合式空调箱; 空气加热器; 表冷器; 选型设计

中图分类号 TK172.4 文献标识码 A

## Lectotype Design of Flow Coefficient of Regulating Valve for the Heat Exchanger of Combined Air Conditioning Box

Zhang Mengsheng

(LuoHe Cigarette Factory, China Tobacco Henan Industrial Co., Ltd, Luohe, 462000)

**【Abstract】** Be aimed at the question the selected auto-regulating valve flow coefficient is too small in used of air heater or surface air cooler for the Combined air Conditioning box, the supply heat or cool energy of the air Condition air heat exchanger is in short in extreme weather conditions, affect the temperature and humidity control, establish Engineering thermodynamics mathematical model, though the theoretical design of pipe diameter and regulating valve flow coefficient, selection is scientifically rational, meets the redundancy design requirements in extreme weather conditions.

**【Keywords】** auto-regulating valve; flow coefficient; combined air conditioning box; air heat exchanger; surface air cooler; lectotype design

## 0 引言

空气加热器或表面冷却器是组合式空气调节箱内安装使用的主要空气换热器设备, 它们分别提供热源和冷源, 对空气进行升温和降温除湿处理, 满足空调末端对空气的温湿度要求。加热器和冷却器换热结构通常采用铜管散热、散热管外绕翅片扩大散热面积方式<sup>[1]</sup>。媒体为热媒, 如热水、蒸汽和冷媒, 如冷水等。在换热器换热量和换热面积达到设计要求的前提下, 其蒸汽或冷水流量应满足最冷和最热气候条件下热湿负荷和冷湿负荷的要求, 这就要求配备合适的流量调节阀和配管以适合热能和冷量最大需求, 控制热能或冷量交换的调节阀和配管管径最大流量选型不能过大, 否则会产生不经

济投资, 但也不能过小, 从工程设计实际案例来看, 选型过大和过小都是很常见的, 因此探索自动调节阀流量系数的计算和阀门选型很有必要。

## 1 调节阀的 Kvs 值

Kvs<sup>[2]</sup>, 也称 Kv, 流量系数 (亦称流通能力), 其定义为: 温度为 5℃~40℃ 的水在 10<sup>5</sup>pa 的压差下, 1h 内流过全开控制阀的体积流量, m<sup>3</sup>/h。阀门的流量系数所承载的热值或冷量必须满足最冷和最热气候环境下对换热器的换热要求。

## 2 自动调节阀 Kvs 值的计算模型

流量系数的计算按图 1 步骤进行。

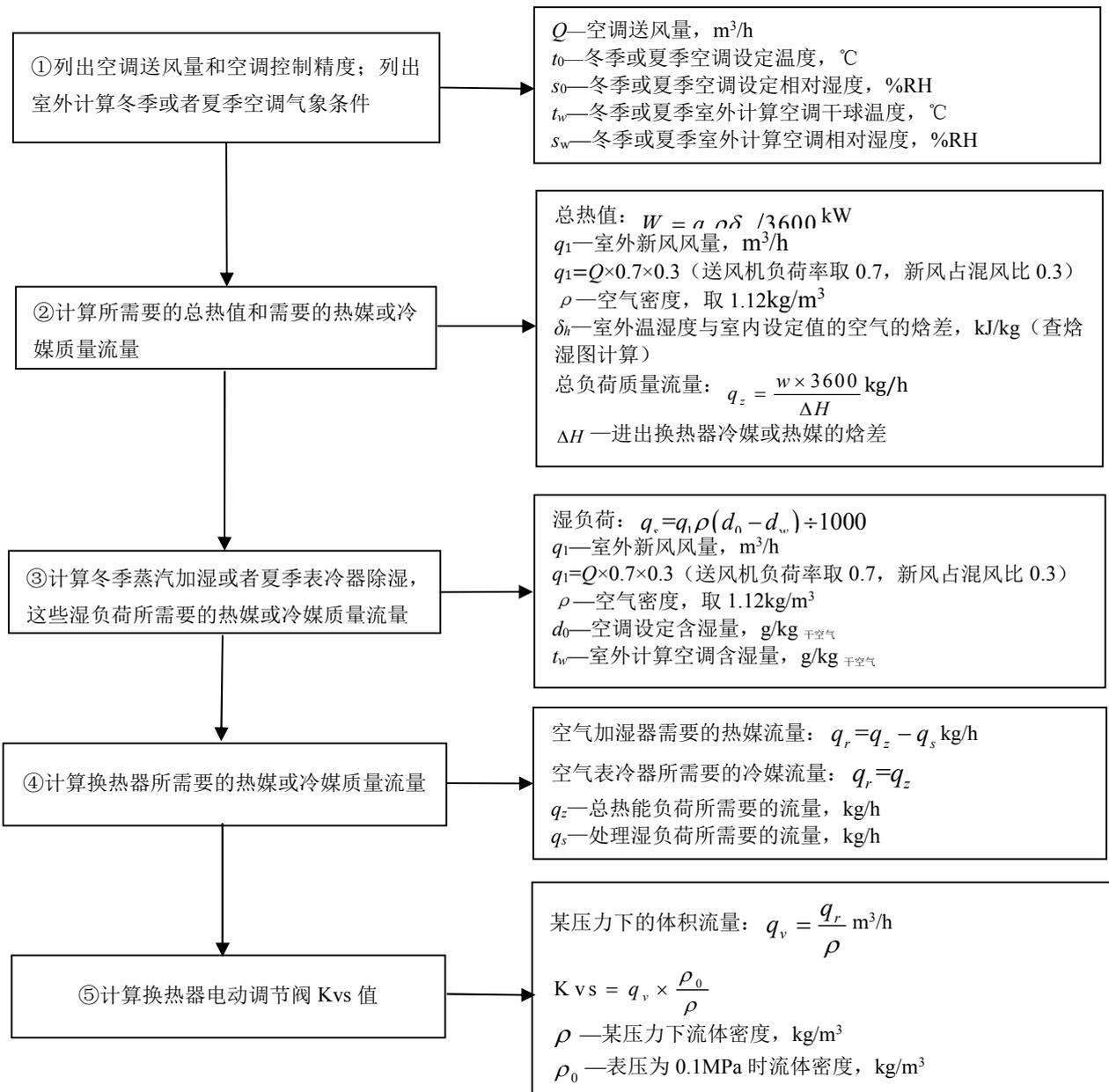


图 1 Kvs 值计算数学模型图

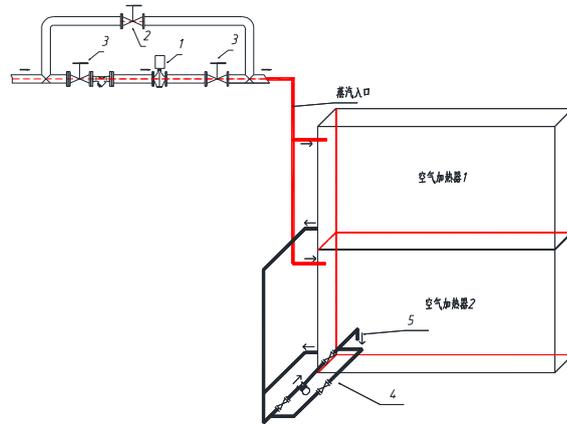
Fig.1 Mathematical model of Kvs calculation

以空调空气加热器为例, 介绍阀门流量系数的计算, 流体介质为饱和蒸汽, 设定压力 0.3MPa。

空调空气加热器为空调主要的温度调节部件, 通过调节蒸汽流量的大小, 从而调节换热器的换热量, 改变并稳定空气温度。蒸汽调节阀应具备宽范围调节能力, 以适应室外环境温差的变化要求, 但流量系数过大需要增加管径, 增加管道的购置安装成本, 流量系数过小, 虽然减小了采购成本, 但热能不足。因此流量系数的选择要考虑极端天气最不利工况进行选型设计。

### 3 案例分析

某卷烟厂贮叶间空调 (K4 空调), 其空气加热升温采用蒸汽电动调节阀进行蒸汽流量控制, 管网布局如图 2 所示。两台蒸汽换热器采用并联方式, 通过控制蒸汽流量, 满足车间工艺生产要求 (该空调精度为: 温度为  $32 \pm 2^{\circ}C$ , 湿度  $65 \pm 3\%RH$ ) [3], 但在实际运行过程中存在如下问题: 冬季极端天气 (室外  $-4^{\circ}C$  以下), 当电动调节阀阀门开度 98% 时, 空气加热后送风温度  $30^{\circ}C$ , 送风温度偏低, 导致车间温度低于设定值。



1. 电动调节阀；2. 旁通截止阀；3. 电动阀前后截止阀；4. 空气加热器疏水阀组；5. 蒸汽凝结水排放口

图 2 某空气加热器管网图

Fig.2 The pipe network diagram of an air conditioner air heater

将电动蒸汽调节阀 6 开度设置 100% 时，利用红外测温仪分别测量调节阀前后管道的温度，发现流量调节阀其上游温度为 140℃（基本接近表压 0.3MPa 对应的饱和蒸汽温度 143.6℃）<sup>[4]</sup>，下游温度为 110℃，明显低于上游蒸汽的温度，说明蒸汽电动调节阀及其安装管道成为蒸汽输送的瓶颈，蒸

汽流量不足，散热器换热能力偏低。可能为了节约调节阀选型成本，采用流量通径低于主管公称直径，利用减缩管进行安装。其局部安装管网图见图 3 所示。我们通过热力学计算模型进行重新选型设计，方法如下步骤。

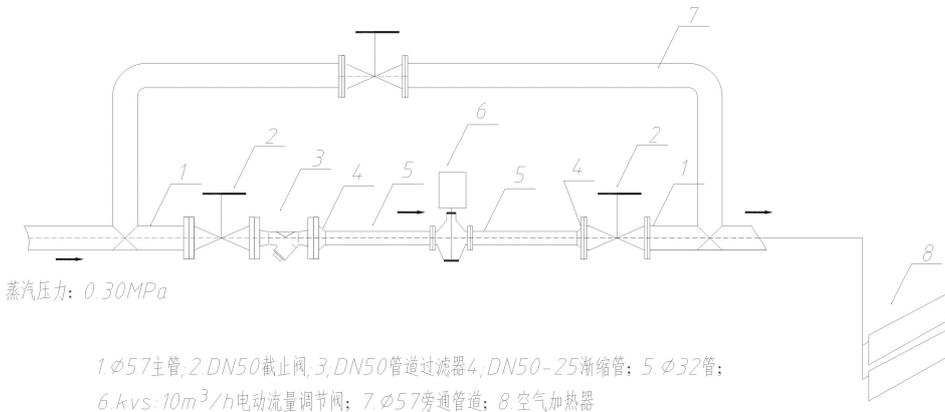


图 3 某空调蒸汽流量调节阀管道的安装图

Fig.3 The pipe laying of steam flow control valve for an air conditioner air heater

### 3.1 基本参数确定

空调额定送风量为  $Q=40000\text{m}^3/\text{h}$ ，送风采用变频控制送风量，变频范围 38~45Hz。

空调工艺环境温湿度设定： $t_0=32^\circ\text{C}$ ， $s_0=65\%$ ， $h_0=82.499\text{kJ}/\text{kg}$ ，含湿量  $d_0=19.58\text{g}/\text{kg}$  干空气。

室外计算温湿度（干球温度） $t_w=-4^\circ\text{C}$ ，湿度  $s_w=60\%$ ， $h_w=0.148\text{kJ}/\text{kg}$ ，含湿量  $d_w=1.68\text{g}/\text{kg}$  干空气<sup>[5]</sup>。

新风风门冬季最小开度为 30%<sup>[6]</sup>。

蒸汽汽源压力 0.30MPa（表压），蒸汽的密度  $\rho=2.6211\text{m}^3/\text{h}$ 。

### 3.2 计算空调加热和加湿所需的蒸汽总热值

$$W = a \cdot \rho \cdot \Delta h / 3600^{[7]}$$

式中， $q_1$  为室外新风风量， $\text{m}^3/\text{h}$ 。

$q_1=40000 \times 0.7 \times 0.3=8400\text{m}^3/\text{h}$ （送风机负荷率取 0.7，新风占混风比 0.3）

式中， $\rho$  为空气密度，取  $1.12\text{kg}/\text{m}^3$ ； $\Delta h$  为室外天气与室内设定值的空气的焓差， $82.301\text{kJ}/\text{kg}$ 。

$$W = \frac{8400 \times 1.12 \times (82.449 - 0.148)}{3600} = 215\text{ kW}$$

此数值可作为换热器设计和选型的依据；查相

关散热器型号，选择热功率与之相匹配的换热器，该散热器进出汽管口直径为 DN40。

3.3 折合需要蒸汽总流量

同样依据上述公式，计算质量流量如下：

$$q_z = \frac{w \times 3600}{\Delta H}$$

式中， $w$  为蒸汽被空气吸收的热值，kW； $\Delta H$  为蒸汽由 0.4MP（绝对压力）凝结为 0.1MP（绝对压力）的状态变化焓差，查表取 2243.2kJ/kg。

$$q_z = \frac{215 \times 3600}{2243.2} = 345 \text{kg/h}$$

3.4 计算湿负荷所需要的蒸汽流量

$$q_s = q_1 \rho (d_0 - d_w) \div 1000 = 40000 \times 0.7 \times 0.3 \times 1.12 (19.58 - 1.68) \div 1000 = 168 \text{kg/h}$$

3.5 换热器需要的蒸汽流量

$$q_r = q_z - q_s = 345 - 168 = 177 \text{kg/h}$$

在该状态下（表压力 0.3MPa 下）体积流量：

$$q_v = \frac{177}{2.621} = 67.5 \text{m}^3/\text{h}$$

折算为表压力 0.1MPa 下的体积流量为：

$$Kvs = \frac{67.5 \text{m}^3}{h} \times \frac{1.113}{2.621} = 28.66 \text{m}^3/\text{h}$$

查厂家选型表，表 1 所示，选取 Kvs 值为 40m<sup>3</sup>/h，西门子电动阀 VVF31.50.40 为佳。

表 1 西门子电动调节阀 Kvs 选型表

Table 1 The sizing table of Kvs value for the siemens electric control valve

阀门口径	DN25	DN32	DN40	DN50	DN65
Kvs 值 m <sup>3</sup> /h	10	15	20	40	63
调节阀型号	VVF52.25.10G	VVF52.32.15	VVF52.40.20G	VVF31.50.40	VVF53.65.63K

3.6 电动调节阀配管的选型

参考文献[8]，蒸汽流速一般为 30~50m/s，阀门孔径为：

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} = \sqrt{\frac{4 \times 129}{3.14 \times 30 \times 3600}} = 39.00 \text{ (mm)}$$

根据电动调节阀的选型，选择 DN50 管道较好，管道选用国标φ57×3.5 无缝钢管。由于配管通径和调节阀内径均为 DN50，因此调节阀与配管连接无需配备变径接头，采用直管连接。

3.7 验证阀门选型的有效性

表压为 0.3MPa 最大质量流量：

$$40 \text{m}^3/\text{h} \times 2.621 / 1.113 \times 2.621 \text{kg/m}^3 = 246 \text{kg/h} > 177$$

kg/h（换热器需要的蒸汽流量），阀门流量系数选择有效。

3.8 管路改进

通过上述分析，确定按如下改进方案进行：将阈值（流量系数）为 10m<sup>3</sup>/h，DN25 西门子电动执行器改为流量系数为 40m<sup>3</sup>/h，DN50 调节阀，提高蒸汽的过流面积，改进后其在压力在 0.3MPa 时，蒸汽最大流量为 80m<sup>3</sup>/h，提高蒸汽换热器的热值。另外，将原减缩管 DN50-DN25 改为 DN50 直管段，同时更换法兰为 DN50，增大蒸汽流量，消除渐缩管瓶颈。

改进后管网如下图 4 所示。

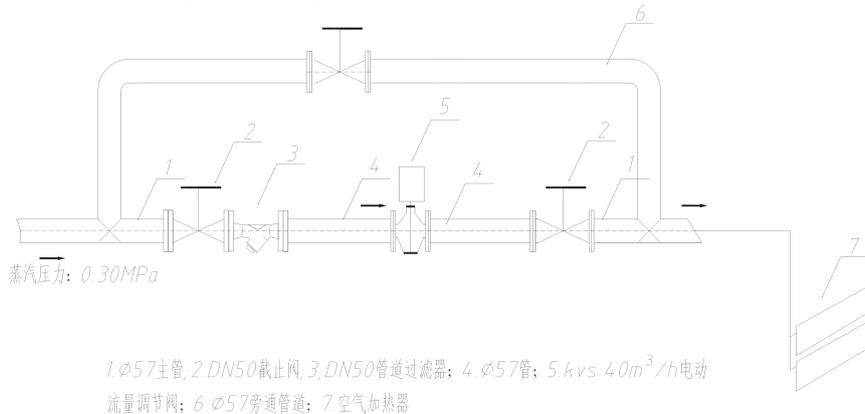


图 4 改进后空调加热器蒸汽流量调节阀管道的安装图

Fig.4 After improvement the pipe laying of steam flow control valve for the air conditioner air heater

#### 4 结语

空气加热器热能应在总热能的基础上去除热负荷所需要的热能,表冷器通常是湿盘管冷却方式,承担降温除湿功能,其换热的冷量包含湿负荷的冷量。

只要准确调查清楚当地冬季和夏季冷工况、最热工况的气候特征,即夏季计算空调送风温湿度和冬季计算空调送风温湿度,依据上述计算模型,就可准确计算所需调节阀的流量系数和管道管径选型,提供最佳冗余设计。

#### 参考文献

- [1] 张蒙生,马书和.卷烟厂制冷机冷却水余热回收与利用[J].暖通空调,2018,48(9):37-39,18.
- [2] 陆培文.工业过程控制阀设计选型与应用技术[M].北京:中国标准出版社,2016.
- [3] 国家烟草专卖局.卷烟工艺规范[M].北京:中国轻工业出版社,2016:64
- [4] 余晓福.水和水蒸气热力性质图表[M].北京:高等教育出版社,2009.
- [5] 李岱森.空气调节[M].北京:中国建筑出版社,2000.
- [6] GB 50736-2012,民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2014.
- [7] 中国电子工程设计研究院.空气调节设计手册(3版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2017.
- [8] 胡忆洵.实用管工手册(4版)[M].北京:化学工业出版社,2017.
- [9] 张蒙生,马书和.卷烟厂制冷机冷却水余热回收与利用[J].暖通空调,2018,48(9):37-39,18.
- [10] 韩立辰,冯炼,袁艳平.地铁车站地道风系统降温效果的数值分析[J].制冷与空调,2016,(1):1-4.
- [11] 何丹.TL855型矿山车辆驾驶舱空调系统优化设计[D].西安:西京学院,2017.
- [12] 谷正气,申红丽,杨振东,等.汽车空调风道改进及对乘员热舒适性影响分析[J].重庆大学学报,2013,36(8):91-96.
- [13] 殷结峰,高春燕,高义人.低雷诺数下不同湍流模型和差分格式对典型流场数值模拟预测的影响研究[J].制冷与空调,2017,(5):11-17.
- [14] 唐旺,周孝德,宋策.不同湍流模型对库区水温分布模拟的影响[J].西北农林科技大学学报:自然科学版,2015,43(10):229-234.
- [15] 艾建君,侯力,傅笑珊,等.不同湍流模型下燃气轮机进气系统流场的模拟[J].机械设计与制造,2018,(7):1-4.
- [16] Liu J, Xie G, Simon T W. Turbulent flow and heat transfer enhancement in rectangular channels with novel cylindrical grooves[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2015,81:563-577.
- [17] 王明波,王瑞和.采用不同湍流模型对半封闭狭缝湍流冲击射流的数值模拟[J].中国石油大学学报(自然科学版),2010,34(4):75-78.
- [18] Wilcox D C. Turbulence modeling for CFD[M]. DCW Industries, 2006.
- [19] 陈玉莲.融合消声功能的汽车尾气温差发电装置研究[D].武汉:武汉理工大学,2016.

(上接第616页)

与空调,2018,32(2):112-116.