

文章编号: 0253-4339(2012)03-0022-04
doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2012.03.022

直接供液CO₂冷风机的设计优化

刘斌¹ 苏芸¹ 董小勇¹ 王从飞² 蔡景辉¹

(1 天津商业大学天津市制冷技术重点实验室 天津 300134; 2 中国制冷学会 北京 100142)

摘要 以肋片间距、管中心距、管排数、每排管数、传热管外径、换热管单管长度等作为决策变量,以换热器体积、传热系数作为目标函数,采用最优化算法对CO₂冷风机的结构参数进行了优化,并将两组优化结果进行了比较,对比结果表明这两种优化方法均存在不足。在此基础上采用兼顾换热器体积、传热系数和空气侧阻力的多目标优化函数对CO₂冷风机的结构参数进行优化,结果表明:经过加权选取的多目标最优化结果总体上最优。通过实验对优化结果进行了验证,实验结果表明CO₂冷风机存在着一个最佳的充注率,在此充注率下具有最高的传热系数。

关键词 热工学; 优化; 冷风机; 结构参数

中图分类号: TB657.5; TQ051.6⁺2

文献标识码: A

Optimization Design of CO₂ Air Cooler

Liu Bin¹ Su Yun¹ Dong Xiaoyong¹ Wang Congfei² Cai Jinghui¹

(1. Tianjin Key Lab of Refrigeration Technologies, Tianjin University of Commerce, Tianjin, 300134, China; 2. Chinese Association of Refrigeration, Beijing, 100142, China)

Abstract The design process of the air cooler used in refrigerated warehouse is introduced in detail and optimization algorithms are used to optimize the structure of the air cooler of CO₂. Volume and the heat transfer coefficient of the heat exchanger are taken as an object function respectively, and fin-pitch, tube distance, tube rows, row numbers, diameter of heat pipe and the lengths of single pipe are selected as decision variables. However, according to the results of optimization, both the two algorithms are defect and insufficient, so the structure of the CO₂ air cooler is optimized by the multi-objective optimization with the heat transfer coefficient, volume, air-side pressure drop. It shows that the multi-objective optimization is effective with the weight coefficients. The optimization results are verified by the experiments. Finally, the sensitive analysis of the structure is given based on the optimal result above.

Keywords Pyrology; Optimization; Air cooler; Structural parameter

冷风机作为一种低温环境使用的热交换器,其性能对于整个冷库系统的能耗具有重要的影响,需要对它的结构、换热系数及风压损失等进行优化设计计算。冷风机的蒸发器一般在结霜工况下运行,由于翅片表面结霜,传热情况复杂,设计计算要考虑的因素较多。为了更好的获得最优的结构参数,采用最优化算法进行设计是一种较好的方法。

换热器的优化设计目前有较多的研究,包括蒸发器等制冷系统部件的换热器^[1-3],也包括一般热能工程上用的换热器^[4-5]。这些研究主要是从换热器的传热系数出发,在考虑工质流态的条件下提出了换热器优化设计的方法。在此,则综合考虑了冷风机的金属耗材、传热系数及空气阻力的影响,提出了冷风机的优化设计方法。

1 优化计算式的选择

冷风机在运行中,其表面流过的空气为湿空气,涉及到含湿量、焓值、动力粘度、比热、密度、导热系数的计算^[6-9]。同时湿空气在流过冷风机表面时,还会产生结露、结霜等现象。同时对于冷风机结构而言,则包括管径 d_0 、沿气流方向的管间距 S_1 、沿气流方向翅片的长度 L 、肋化系数 β 、迎面风速 u 、换热器的高度、厚度 δ_a 、及单管管长 l 。主要优化设计选择如下:

湿式冷却时,析湿系数^[7,10]:

$$\xi = 1 + k \frac{(d_m - d_w)}{t_m - t_w} \quad (1)$$

结霜运行时霜层的密度^[11]:

基金项目: 十二五国家科技支撑计划重点项目(2011BAD24B01)资助。(The project was supported by National "Twelfth Five-Year" Plan Key Technologies R&D Program of China. (No. 2011BAD24B01).)

收稿日期: 2012年1月27日
(2011中国制冷学会学术年会约稿论文)

$$\rho_u = 340|t_s|^{-0.455} + 25\omega_f \quad (2)$$

一个融霜周期内霜层的平均厚度^[11]:

$$\delta_u = 0.5 \left(\frac{0.8W\tau \times 3600}{\rho_u F_{of}} \right) \quad (3)$$

翅片效率^[12]:

$$\eta_f = \frac{th(mh')}{mh'} \quad (4)$$

传热系数^[12]:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + \gamma_i + \frac{\delta}{\lambda} \right) \frac{A_{of}}{A_i} + \left(\frac{\delta_u}{\lambda_u} + \gamma_{of} + \frac{1}{\xi_e \xi a_{of}} \right) \left(\frac{A_{of}}{A_b + \eta_f A_f} \right)}$$

空气侧阻力^[12]:

$$\Delta p_{air} = 0.1107 \left(\frac{l}{d_c} \right) (u\rho)^{1.7}$$

2 设计优化

2.1 优化方法

分别选取蒸发器体积、蒸发器传热系数K作为优化对象,即目标函数。选取肋片间距 S_f 、肋片厚度 δ_f 、管间距 S_1 、管排数 N 、每排管数 n_1 、传热管外径 d_0 、换热管单管长度 l ,过余内表面积 A' 等作为决策变量。约束条件为:

$$s.t. \begin{cases} 10 \geq S_f \geq 2; \\ S_1 \geq d_0, S_1 \leq 150 \\ 6 \geq N \geq 1, \text{ 整数}; \\ A_i' \leq A_i; \\ 40\% \geq \frac{A_i - A_i'}{A_i'} \geq 5\%; \\ 0.5 \geq \delta_f \geq 0.2; \\ 10 \geq n_1 \geq 1, \text{ 整数}; \\ 19 \geq d_0 \geq 6, \text{ 整数}; \\ 1.5 \geq L \geq 0; \\ 6 \geq u \geq 3; \end{cases}$$

目标函数的求解采用共轭梯度法当中的Fletcher-Reeves算法,求解方法框图如图1^[13]。

2.2 优化结果

计算条件:制冷量为1400W,蒸发温度 -30°C ,蒸发器进口空气相对湿度90%,出口空气相对湿度95%,回风温度 -23°C ,送风温度 -25°C ,最小断面速度 $u=3\sim 6\text{m/s}$ 。

分别采取三种目标函数进行优化对比,即:冷风机外形体积最小、传热系数最大、兼顾外形体

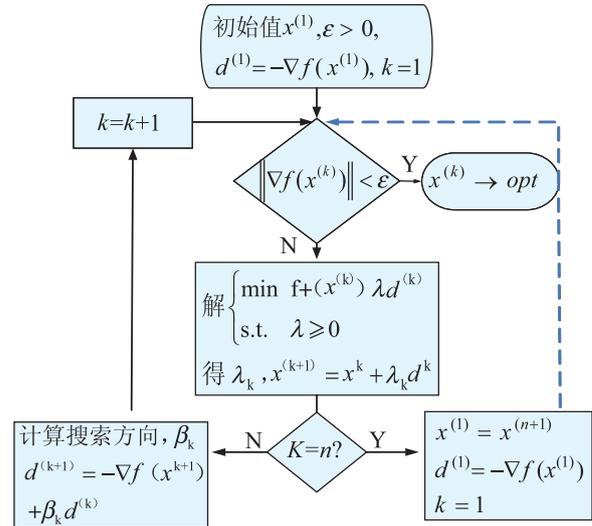


图1 算法求解框图

Fig.1 The block diagram of the algorithm

积、传热系数、空气侧阻力的多目标优化。

1)冷风机外形体积最小 ($\min V=N \times S_1 \times l \times S_1 \times n_1$)

表1为优化后的冷风机的结构参数。

表1 风机外形体积最小优化结构参数

Tab.1 The parameter of minimization structure volume of air cooler

优化值	目标值	初值	终值
	体积/ m^3		0.0237
名字	初值		终值
	基管外径 d_0/mm	10.000	6.000
结	肋片节距 s_f/mm	4.000	2.000
	管中心距 s_1/mm	27.000	13.274
构	单根管有效长度 l/m	1.144	1.144
	单排管束 n_1	5.000	5.000
参	管排数 N	4.000	4.000
	最小流动断面速度 u	6.000	6.000
数	铝肋片厚 δ_f	0.500	0.200

利用优化结构参数计算出其他参数的值:

蒸发器传热系数: $76.5\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; 过余内表面积百分比: 5%; 蒸发器空气侧阻力: 1668Pa。

2)传热系数最大 ($\max K$)

表2为传热系数最大时的风机结构参数。

利用优化结构参数计算出其他参数的值:

蒸发器体积: 0.029m^3 ; 蒸发器空气阻力: 376.6Pa; 过余内表面积百分比: 40%。

从以上两组优化结果对比来看,以传热系数为最优化目标的计算结果虽然明显比以换热器体积最小为优化目标的计算结果中的换热系数提高近29%,但是同时带来了换热器体积增大82%、换热面积浪费等情况出现,为了解决这一问题应提出新

表2 传热系数最大时的风机结构参数

Tab.2 The parameter of air cooler with highest heat transfer coefficient

优化值	目标值	初值	终值
	传热系数/(W/(m ² ·°C))	76.527	99.266
	名字	初值	终值
决	基管外径 d_0 /mm	6.000	6.000
	肋片节距 s_r /mm	2.000	10.000
策	管中心距 s_f /mm	13.274	27.296
	单根管有效长度 l /m	1.144	1.175
变	单排管束 n_1	5.000	10.000
	管排数 N	4.000	2.000
量	最小流动断面速度 u /(m/s)	6.000	6.000
	铝肋片厚 δ_f /mm	0.200	0.500

的优化目标参数。通过对影响冷风机性能因素的考虑，将换热器空气侧阻力、传热系数、体积均作为优化目标能体现出较好的设计效果。在这些优化值中寻找适中的结构参数，即：需要进行多目标优化，对各个目标函数分别加以不同的权重，就可以做出不同权重下的最优解(Pareto解)，并且根据自己的要求来选择设计方案了。

3) 多目标最优化

为了把各个单目标改为多目标，在此采取了线性加权和法，就是将各个单目标函数分别乘以不同的权系数，相加后转换成单一的目标函数的方法。由于各个目标函数并非全部求解最大值，因此需要将目标函数为最小值的权系数前面乘以-1，这样再通过叠加，所得到的函数依然为最大值。而对于权系数的选取，首先求得各分目标函数的最优值，然后通过加权使得各函数值在同一数量级上^[13]。在此，传热系数的权重为12，风机体积的权重为-100，风机阻力权重为-2，表3为多目标优化的优化值。

表3 多目标优化结果

Tab.3 The result of the multi-objective optimization

优化目标	目标函数	初值	终值
	$12 \times K - 2 \times \Delta p_{air} - 100 \times V$	-2717.714	615.081
	传热系数/(W/(m ² ·°C))	76.527	96.732
	风机阻力/Pa	1668.163	161.040
	体积/m ³	0.005	0.0250
	名字	初值	终值
决	基管外径 d_0 /mm	6.000	6.000
	肋片节距 s_r /mm	2.000	10.000
策	管中心距 s_f /mm	13.274	27.296
	单根管有效长度 l /m	1.144	0.503
变	单排管束 n_1	5.000	12.000
	管排数 N	4.000	3.000
量	最小流动断面速度 u /(m/s)	6.000	6.000
	铝肋片厚 δ_f /mm	0.200	0.500

为了更好的分析优化出来的结构参数的优劣现将三组优化出来的关键数据做一比较，如图2所示。

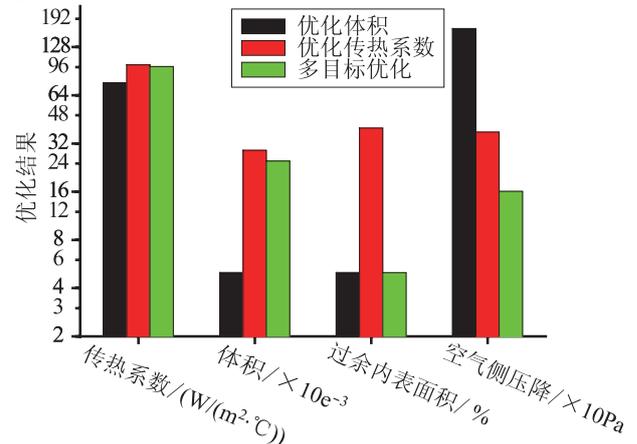


图2 不同优化目标下的结果对比

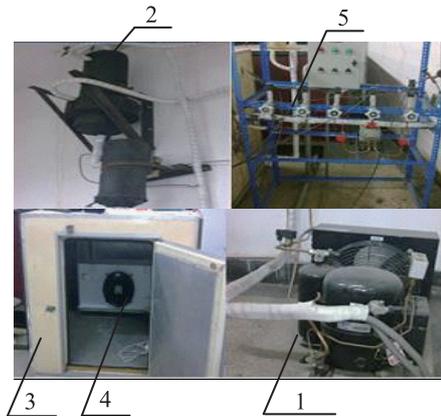
Fig.2 Optimal results at different optimizing objective

(注：图中纵坐标采用的是对数坐标)

从图2可以看出经过加权选取的多目标最优化结果总体上最优，对比如下：

- 1) 传热系数仅比按照最大传热系数为目标函数的优化结果小2.6%；
- 2) 换热器体积比按照最大传热系数优化出的结果小16.47%；
- 3) 空气侧阻力比最大传热系数组小133.48%，比最小体积组减小936%；

3 实验分析



1 风冷机组 2 冷凝器 3 小型实验箱 4 冷风机蒸发器
5 控制和测量装置
1 404A air-cooled units 2 intercondenser
3 environment testchamber 4 evaporator heat exchanger
5 control and measurement setup

图3 实验装置图

Fig.3 Experimental setup

为验证这一设计思路，按多目标优化设计要求，设计了一台低温分离式热管的冷风机，-25°C的

蒸发温度下换热量为1200W, 风机风量3150m³/h、风机电机功率150W、垂直气流方向每排10根管、沿气流方向为2排管、单管长600mm、管中心距为50mm、顺排排列、直管段之间用180°弯头连接、管径Φ16×0.75mm、翅片间距为5mm, 翅片厚0.2mm。为了实现冷风机供液时的干度为0, 采用重力供液的方式。供液方式为上供下回, 回气管尺寸为: 上升管为Φ19×0.75mm铜管, 高4m, 液体供液管为Φ10×0.75mm铜管, 高3.5m, 制冷剂为CO₂, 结构如图3所示。冷风机置于小型实验箱, 实验箱尺寸为1.85m×1.38m×1.3m, 玻璃钢外壳, 内层为铝皮厚度为1mm, 内外两层之间的保温层为聚苯乙烯, 厚度为8cm。

图4为不同充注率下冷风机的换热系数。

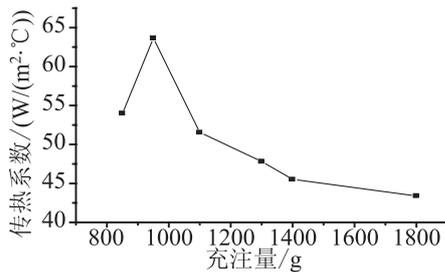


图4 冷风机的传热系数与充注量的关系

Fig.4 The relationship between heat transfer coefficient of the air cooler and charge quantity

图4可以看出, 冷风机的传热系数随着充注量的增加经历先增大后减小的过程, 在950g充注量下传热系数达到极值63.6W/(m²·°C), 出现这种现象是因为充注量过多造成换热器底部积液, 最终形成液堵影响换热; 而充注量过少无法形成足够的供液压头, 热管无法循环。从表3的最优化结果来看, 经过优化的冷风机的传热系数可以达到96.73W/(m²·°C); 同时换热管径可以缩小到6mm; 换热器总外表面积减小46.7%; 风量减小到1667m³/h, 充注量减小到221g。实验结果与此相比, 还存在着一定差距, 主要原因优化的时候没有考虑冷风机的制冷剂的充注量。

4 结论

冷风机的优化对于冷库的节能具有重要意义, 通过对冷风机三种不同优化方式的比较, 可以得出以下结论:

1) 单独以传热系数为最优化目标和以换热器体积最小为优化目标的时, 优化结果都具有片面性, 而经过多目标优化计算后表明传热系数较大, 仅比按照最大传热系数进行优化的结果小2.6%,

达到96.73W/(m²·°C); 换热器空气侧阻力比最大传热系数组小133.48%, 比最小体积组减小936%; 最小压头比最大传热系数组小45.3%, 比最小体积组大22%。因此多目标优化更适用于冷风机的优化设计。

2) 实验结果表明, 冷风机内制冷剂的充注率也是影响冷风机换热性的重要参数, 在进行优化时应进行考虑, 才能得到适用的冷风机优化设计方案。

参考文献

- [1] Calm J M. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31 (7): 1123-1133.
- [2] Lorentzen, G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant [J]. International Journal of Refrigeration, 1994, 17 (5): 292-301.
- [3] Pearson A. Refrigeration with ammonia[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31 (4): 545-551.
- [4] Palm B. Ammonia in low capacity refrigeration and heat pump systems[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31 (4): 709-715.
- [5] H Winkler, B Theobald, H Quack. The extraordinary properties of CO₂ as secondary refrigerant[C]//The 22nd International Congress of Refrigeration, Beijing, 2007.
- [6] 张信安. 蒸发器的动态特性仿真[D]. 大连: 大连海事大学, 2001.
- [7] 徐传宙. 冷风机蒸发器的设计计算方法[J]. 流体工程, 1991, 9: 61-64.
- [8] 赵荣义, 苑存养, 薛殿华. 空气调节[M]. 第4版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
- [9] Kayansayan N. Mean heat flux concept in evaporator design[J]. International Journal of Refrigeration, 1988, 11 (1): 46-51.
- [10] 苑增之. 湿空气的热力参数及其在冷却过程中的数值计算[J]. 流体机械, 1991, 1: 58-60.
- [11] 吴业正, 韩宝琦. 制冷原理及设备[M]. 第2版. 西安: 西安交通大学出版社, 1997, 238-239.
- [12] 彦启森, 石文星. 空气调节用制冷技术[M]. 第3版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004, 89-90.
- [13] 钱颂迪. 运筹学[M]. 第3版. 北京: 清华大学出版社, 2005, 441-448.

作者简介

刘斌, 男(1975-), 教授, 天津商业大学制冷与空调工程系, E-mail: lbtju@tjcu.edu.cn. 研究方向: 低温物流技术及相关研究工作。

About the author

Liu Bin (1975-), male, Professor, Tianjin University of commerce, Dept. of Refrigeration Technology, E-mail: lbtju@tjcu.edu.cn. Research fields: Cold Chain and related research work.