

DOI:10.3969/j.issn.1003-5060.2024.08.005

## 冰箱冷凝风道数值模拟及结构优化

董 婷, 刘向农, 孙东方, 何睿祺

(合肥工业大学 汽车与交通工程学院, 安徽 合肥 230009)

**摘 要:**为提高冰箱压缩机仓内冷凝器和压缩机的换热效率,降低风道的压力损失,文章通过数值模拟的方法对仓内流场和温度场进行研究,并围绕冷凝风道结构进行优化设计。首先,针对压缩机局部温度较高的问题,选择增加底板出口面积的解决方案,分析不同方案的性能表现;其次,探究散热部件的位置对风道压力损失、冷凝器和压缩机换热系数及压缩机最高温度的影响;最后,通过正交试验得出最优冷凝风道结构。研究表明,冷凝器和压缩机的位置均是影响其换热系数的显著因素,最优风道结构为底板出口方案 1、冷凝器位置 340 mm 和压缩机位置 570 mm。与优化前相比风道压力损失降低了 1.16%,冷凝器和压缩机换热系数分别增加了 1.63% 和 15.63%,压缩机最高温度降低了 11.64 °C。

**关键词:**冷凝风道;数值模拟;结构优化;正交试验

中图分类号:TB657.4

文献标志码:A

文章编号:1003-5060(2024)08-1035-07

### Numerical simulation and structural optimization of condensing air duct in refrigerator

DONG Ting, LIU Xiangnong, SUN Dongfang, HE Ruiqi

(School of Automobile and Traffic Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

**Abstract:** In order to improve the heat transfer efficiency of condenser and compressor in the refrigerator compressor bin and reduce the pressure loss of air duct, the flow field and temperature field in the bin were studied by numerical simulation method, and the optimization design for the structure of condensing air duct was carried out. Firstly, the solution of increasing the outlet area of the bottom plate was selected to solve the problem of high local temperature of the compressor, and the performance of different solutions was analyzed. Secondly, the influence of the position of the cooling components on the pressure loss of air duct, the heat transfer coefficients of condenser and compressor and the maximum temperature of the compressor was studied. Finally, the optimal condensing air duct structure was obtained by orthogonal test. The research shows that the position of condenser and compressor is a significant factor affecting their heat transfer coefficients, and the optimal air duct structure is as follows: the bottom exit scheme 1, the position of the condenser of 340 mm and the position of the compressor of 570 mm. Compared with those before optimization, the pressure loss of air duct is reduced by 1.16%, the heat transfer coefficients of condenser and compressor increase by 1.63% and 15.63%, respectively, and the maximum temperature of the compressor is reduced by 11.64 °C.

**Key words:** condensing air duct; numerical simulation; structural optimization; orthogonal test

收稿日期:2022-11-14;修回日期:2023-02-27

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52006051);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(JZ2021HGTB0093)

作者简介:董 婷(1997—),女,安徽淮南人,合肥工业大学硕士生;

刘向农(1969—),男,安徽合肥人,合肥工业大学副教授,硕士生导师,通信作者,E-mail:liuxn@hfut.edu.cn.

随着国家经济发展和消费水平的提升,大容积已然成为当下冰箱产品的标配,文献[1]提出置于橱柜或隔间中的嵌入式冰箱,箱壁式冷凝器会出现冷凝散热不足、制冷效果不佳等问题。针对以上问题,文献[2]提出采用外置风冷式冷凝器,相对于箱壁式冷凝器,其散热效果更好,且节省耗电 15%。冷凝器散热对冰箱效率影响的相关研究中,文献[3-5]仅单独对冷凝器进行研究,忽略其与压缩机的相互影响,这与实际冷凝器在压缩仓内散热有所差异,因此系统化研究冰箱冷凝风道的通风和散热很有必要;文献[6]采用增加外泡沫环和中心泡沫的方法改善螺旋管式冷凝器的气流分布,使冷凝器中间温度和出口温度分别降低 0.76、0.72 °C;文献[7]通过改变流道的结构和风机在机舱的位置,改善冰箱性能,冰箱效率提高 1.2%。

在性能优化的过程中,由于部分参数难以进行表征,数值仿真分析被逐渐应用于冰箱风道的设计。文献[8]通过数值模拟的方法研究导风罩形式、宽度和相对位置对风道流场的相关影响,结果表明合理的设计可以显著地提高冷凝效率和降低噪声;文献[9]调整冷凝风扇的支架结构,优化原轴流风扇的叶型,并增加风扇导风圈,增大风道的流量。

上述研究主要是通过增加导风圈的方式改善风道流场,提高了冷凝器散热效率。对散热部件的位置以及出口结构的研究较少,且忽略了压缩机的散热问题。因此,本文研究了底板出口方式、冷凝器和压缩机的位置对风道压力损失、冷凝器和压缩机散热的影响,最后以提高冷凝器和压缩机的换热系数为目的,设计正交试验以优化冷凝风道结构参数。

## 1 数值模型的建立

### 1.1 模型处理

本文研究的某型号冰箱采用外置式冷凝器,该冷凝器一般放置在压缩机仓,与风扇和压缩机呈线性排列构成冷凝风道。散热风扇位于冷凝器与压缩机之间,冷凝器在风扇吸力面一侧,压缩机在靠近出风口一侧。为了提升风道进风量,冰箱通常采用压缩机仓后盖板、侧帮和底板均开孔的组合设计方案,空气进入压缩机仓,依次在冷却冷凝器和压缩机后流出。模型保留对流场和温度场影响较大的部件,简化的同时尽可能保留部件原有形状。冷凝风道宽深高尺寸为 830 mm ×

190 mm × 200 mm,示意图如图 1 所示。以模型左下角为坐标轴原点建立  $x$ 、 $y$ 、 $z$  轴。

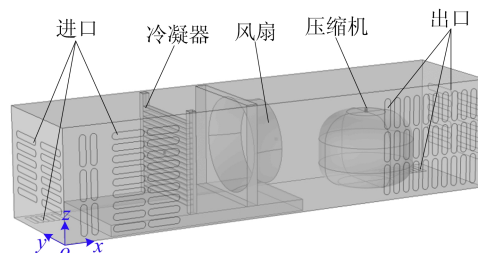


图 1 冷凝风道示意图

由于冷凝器翅片结构复杂、数量多,为了降低模拟计算量,文献[10]提出采用多孔介质模型对其进行简化。均匀多孔介质压降和流体的速度满足以下关系式:

$$\frac{\Delta p}{\Delta z} = \frac{\mu}{\alpha} v + \frac{1}{2} \rho C_1 v^2 \quad (1)$$

其中: $\alpha$  为多孔介质渗透率; $C_1$  为惯性阻力因子; $\mu$  为空气动力黏度; $v$  为速度; $\rho$  为空气密度。

文献[11]建立局部翅片模型进行模拟,提出用数值计算代替实验测量获取不同速度下的压降的方法。本文研究冷凝风道模型采用的是平行流冷凝器,局部翅片选取冷凝器中的局部散热单元进行研究,其中包括翅片及部分扁管,结构示意图如图 2 所示。

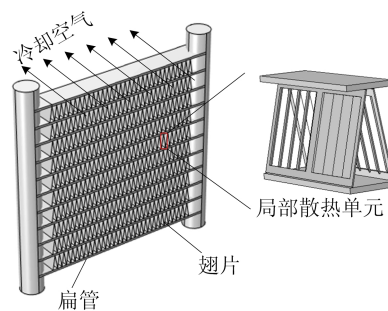


图 2 平行流冷凝器翅片结构示意图

根据局部翅片结构计算可得多孔区域的多孔率为 0.72;根据模拟结果,代入式(1)拟合求得翅片相应的多孔区域的参数, $\alpha$  为  $1.916 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ ,  $C_1$  为  $372.53 \text{ m}^{-1}$ 。

### 1.2 边界条件及参数设置

模拟采用流固耦合方法对冰箱冷凝风道的温度场和流场进行研究,其边界条件参数设置见表 1 所列,具体描述如下。

1) 冷凝风道的进出口采用开放边界,空气流动方向由内部风扇确定。

2) 冰箱内部与压缩机仓的接触面采用隔热

较好的材料,可设为绝热壁面。压缩机仓与环境接触面设定为传热面,相邻外界温度为环境温度。

3) 冷凝器散热量  $Q_k$  由制冷循环<sup>[12]</sup> 计算得出,其计算公式如下:

$$\eta_{COP} = \frac{Q_0}{N} \quad (2)$$

$$Q_k = Q_0 + N - Q_c - Q_i \quad (3)$$

其中: $\eta_{COP}$ 为压缩机性能系数为 1.8;冰箱制冷量  $Q_0$  可根据体积估算,每升需制冷量 0.6 W,折算冷冻室体积为 163 L,故  $Q_0$  为 98 W; $N$  为压缩机功率,计算可得为 55 W;压缩机散热量  $Q_c$  占压缩机功率  $N$  的 30%~40%,约为 20 W; $Q_i$  为冰箱的接水盘副冷凝器、及防露管等承担的热量,占总散热量的 15%~20%。计算可得, $Q_k$  为 100 W。

表 1 参数设置

参数	数值
风扇压力/Pa	17
风扇流速/(m/s)	0.04
环境温度/K	298
换热面等效换热系数/[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	0.4
压缩机散热量/W	20
冷凝器散热量/W	100

### 1.3 网格独立性验证

采用四面体网格对风道流域进行划分,对进出口和变径位置细化处理,壁面边界层适当加密。对冷凝风道模型进行多次网格划分,当模型网格数量为  $1.51 \times 10^6$  时,随数量增加,测温点温度变化不大,因此可认为网格数满足模型计算精度。

### 1.4 模型可靠性验证

由于主要研究压缩机仓内散热部件的散热,因此对冷凝器中部、压缩机顶部及风机出口测点处的温度进行对比。测温点如图 3 所示,温度测试对比结果见表 2 所列,所用实验数据选用参考文献<sup>[13]</sup>。

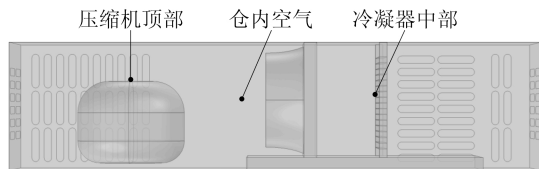


图 3 压缩机仓测温点位置示意图

表 2 模拟值与实验值对比

测温点	压缩机顶部	仓内空气	冷凝器中部
实验温度/°C	42.5	29.9	32.7
模拟温度/°C	44.4	31.0	33.3
误差/%	4.5	3.7	1.8

由表 2 可知,3 个测温点的温度误差范围均在  $\pm 5\%$  以内,考虑到周围环境对空气流动和传热的影响以及冰箱实际运行时的不稳定性,误差在研究允许的范围,验证了模型的可行性。

## 2 仿真结果分析

原方案冷凝风道表面温度云图和速度矢量图如图 4、图 5 所示。

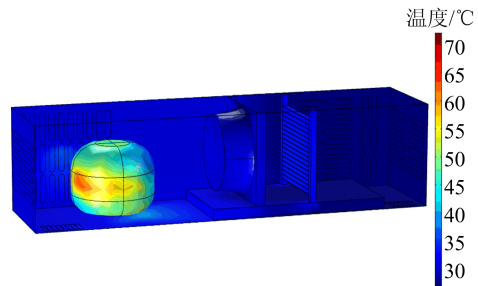


图 4 原方案表面温度云图

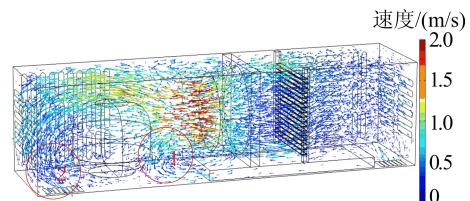


图 5 原方案速度矢量图

低温空气从压缩机仓的进口以低速进入均匀地流过冷凝器,对冷凝器进行冷却后以较高的速度吹向压缩机,大部分空气从压缩机上方和靠近后盖板侧流过。区域 1 中部分空气由于压缩机的阻碍折返形成了回流导致流场不顺畅,引起较大的压力损失。区域 2 中压缩机背风面空气流速明显降低,导致空气携带热量的能力减弱,表面温度明显高于迎风面。压缩机底部也因热量积聚使得温度偏高,最高温度可达 74.09 °C。

合理的风道结构可以达到增大风量、增强散热的目的,针对冷凝风道流场不均匀、不顺畅等问题,研究底板出口面积和散热部件的位置对风道压力损失、冷凝器和压缩机换热的影响。空气流动阻力的增大会造成进入压缩机仓的冷却风量减小,导致仓内散热恶化。冷凝器和压缩机作为主要的散热部件,提高其换热效率可提高冰箱的效率。压缩机底部的局部高温可能会导致压缩机内部零部件由于工作温度过高造成损坏,因此还需考虑压缩机的最高温度。

### 2.1 底板出口的影响

为了解决压缩机底部气流量少,使底部温度

过高的问题,本文改进结构将底板面积增加至原有的 4 倍。选取 3 种增大底板出口面积的方式:方案 1 在  $x$  轴方向增加 4 倍;方案 2 在  $y$  轴方向增加 4 倍;方案 3 在  $x$ 、 $y$  轴方向分别增加 2 倍。

压缩机附近的速度矢量图和表面温度云图分别如图 6、图 7 所示。

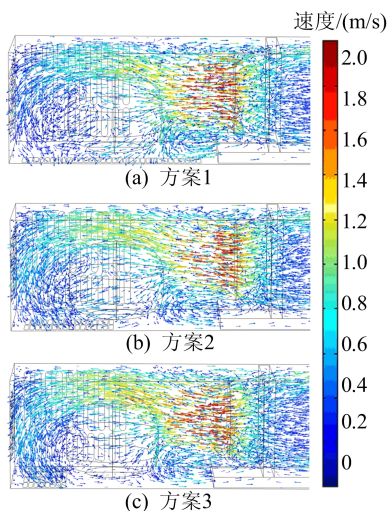


图 6 冷凝风道的速度矢量图

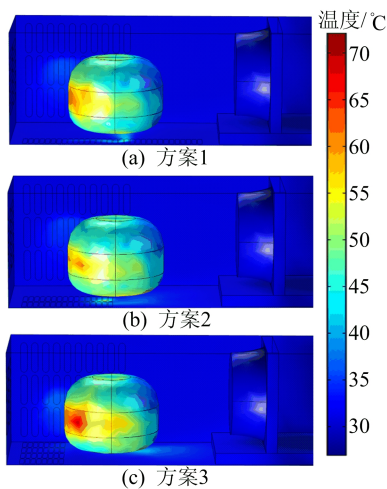


图 7 冷凝风道的表面温度云图

方案 1 增加了后盖板相对侧的底板出口面积,内侧的空气流量和速度明显增加,增加了压缩机的散热系数,降低了压缩机的最高温度。方案 3 在压缩机正下方设置了出风口,压缩机底部空气流量增大,改善了底部高温的问题。方案 2 虽然增加了整体风道流量,但由于空气大部分从顶部流经压缩机后直接从底板出口低速流出,更加减少了流经压缩机内侧和底部的流量,使得压缩机的换热系数降低,最高温度升高。

不同底板的对比见表 3 所列,由于出风口面

积的增加,改进后的 3 种方案的压损均降低。相对于靠近风道出口的压缩机,底板出口的改变对冷凝器周围的流场和散热性能的影响较小,方案 1 压损减小相对明显,增大流经冷凝器风量,从而增大了冷凝器的散热系数。

表 3 不同底板出口对比

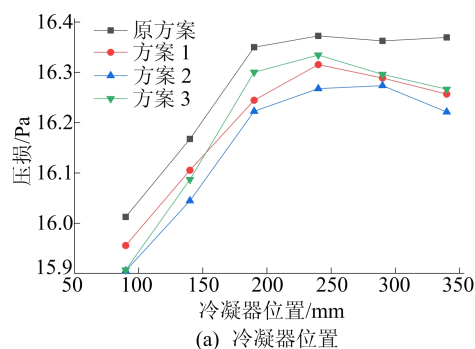
项目	原方案	方案 1	方案 2	方案 3
压损/Pa	16.37	16.01	16.27	16.30
冷凝器换热/[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	77.97	78.46	77.86	77.93
压缩机换热/[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	12.92	13.56	12.33	13.75
压缩机最高温度/°C	74.09	70.91	75.01	65.36

## 2.2 散热部件位置的影响

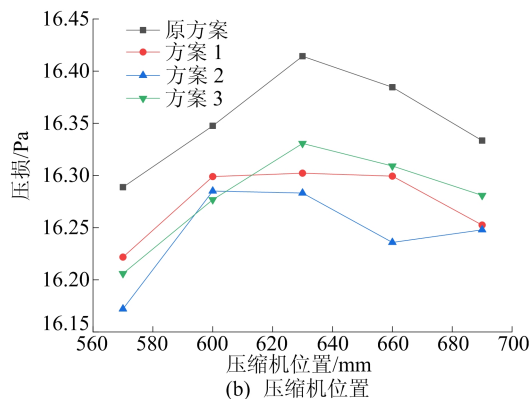
基于上文对底部出口的优化方案,本文研究散热部件位置对风道压损、冷凝器和压缩机散热的影响。考虑仓内其他部件的位置摆放,选取冷凝器位置范围在 90~340 mm、压缩机位置范围在 570~690 mm。

### 2.2.1 对风道压损的影响

不同散热部件位置对风道压损的影响如图 8 所示。



(a) 冷凝器位置



(b) 压缩机位置

图 8 散热部件位置对风道压损的影响

由图 8a 可知,冷凝器位于 240 mm 处(后盖板进口边缘)时,压损最大,随后小幅度降低,说明在风扇低流速区要比在高流速区的阻碍产生的压

损高。由图 8b 可知,随压缩机位置远离风扇,4 种方案的风道压损均先增大后减小,考虑到结构紧凑性,压缩机位置可以尽可能靠近风扇。

### 2.2.2 对冷凝器散热的影响

冷凝器位置对冷凝器换热系数的影响如图 9 所示,其中随着冷凝器位置靠近风扇,冷凝器的换热系数逐渐升高至平稳。这是由于冷凝器靠近风扇时,空气以较高的速度扫掠过冷凝器的表面,达到较好的换热效果。因此,冷凝器位置的安置要在进风口处尽可能靠近风扇的位置。

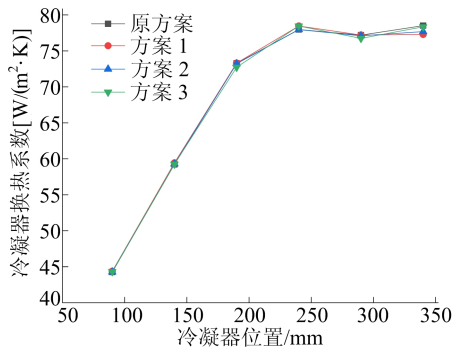
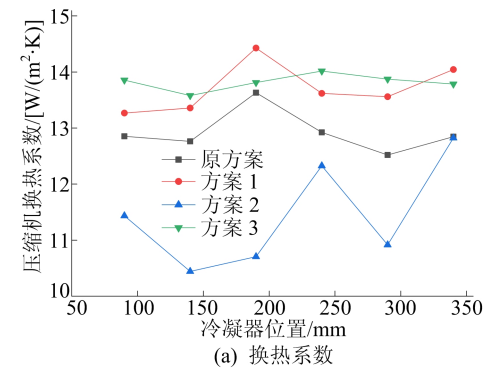


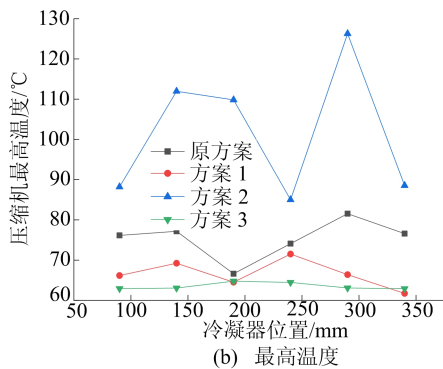
图 9 冷凝器位置对冷凝器换热系数的影响

### 2.2.3 对压缩机散热的影响

冷凝器位置对压缩机换热系数和最高温度的影响如图 10 所示。



(a) 换热系数

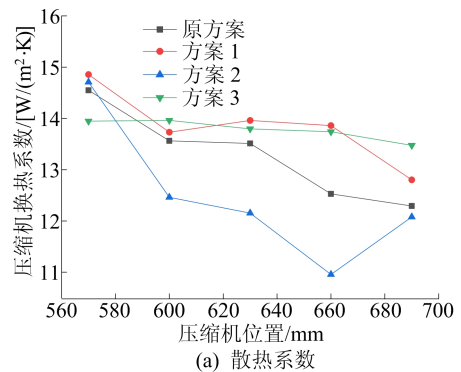


(b) 最高温度

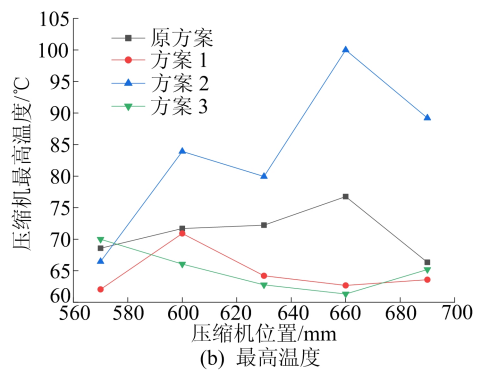
图 10 冷凝器位置对压缩机散热的影响

随着冷凝器位置的改变,压缩机的换热系数和最高温度变化趋势近似相反,因此提高整体散热可降低压缩机的最高温度。相比于其他方案,方案 3 改变冷凝器的位置对压缩机散热的影响较小,且压缩机换热系数总体偏高,最高温度总体偏低。

压缩机位置对压缩机换热系数和最高温度的影响如图 11 所示。由图 11a 可知,随着压缩机的位置远离风扇,其散热系数逐渐降低,这是由于压缩机在靠近风扇时风速较快,增大了迎风面的散热,从而提高了整体散热。由图 11b 可知,针对不同的出口方案,压缩机会在不同位置出现较低的最高温度。方案 3 在压缩机完全位于底板出口上方(660 mm 处)时,会有最高温度的最低点。而方案 2 在靠近风扇(570 mm 处)时,由于压缩机的换热系数的提高,出现压缩机最高温度的最低点。



(a) 散热系数



(b) 最高温度

图 11 压缩机位置对压缩机散热的影响

## 3 冷凝风道结构优化

### 3.1 正交试验

正交试验是指研究多因素多水平的一种试验设计方法。通过对少量的代表性试验方案的结果进行分析,推断出最优方案,减少了试验数量。本文采用该方法对冷凝风道的结构进行优化,定性分析各因素(地板出口、冷凝器和压缩机位置)对

冷凝器和压缩机换热的影响程度,进行显著性实验,并确定最佳组合方式。

改变冷凝风道的结构主要目的是降低风道压力损失、改善流场结构,进而增强对冷凝器和压缩机的散热。对于压缩机来说,整体散热效率提高时,最高温度也相应降低。因此优化目标选定为冷凝器换热系数和压缩机换热系数。

由于 3 种改进方案对冷凝器和压缩机的散热均有所改善,因此选择 3 个改进方案为因素 A(底板方案)的 3 个水平。考虑使所有进风流经冷凝器,故选取(290±50) mm 为因素 B(冷凝器位置)的水平。压缩机在靠近风扇或出口时,风道压损较小,并且此时压缩机的换热系数偏大,压缩机最高温度整体偏小,故选取 570、600、690 mm 为因素 C(压缩机位置)的水平,对选定试验方案进行仿真计算,影响因素及水平取值和结果见表 4 所列。

表 4 正交试验

实验号	A	B	C	换热系数/[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	
				冷凝器	压缩机
1	1	240	570	78.176	14.856
2	1	290	690	77.032	13.097
3	1	340	600	78.302	14.043
4	2	240	690	78.294	12.078
5	2	290	600	77.962	12.541
6	2	340	570	78.605	14.491
7	3	240	600	77.704	13.963
8	3	290	570	78.243	13.657
9	3	340	690	78.115	13.652

### 3.2 结果分析

对于正交试验结果分析,文献[14]提出可采用极差分析法或方差分析法,极差分析法计算量比较小。相比于极差分析,方差分析法能区分同一因素下各个水平所对应的试验结果的差异是水

平改变引起还是试验误差引起。综合上述方法的优点,采用以上 2 种方法对模拟结果进行分析,比较各因素显著性并得出最佳组合。

极差分析结果见表 5 所列。各因素的极差为该因素各水平平均值的差值,反映了因素变化时冷凝器和压缩机换热系数的变化幅度。 $R$  越大,该因素对参数的影响效果越明显,上述 3 个因素对冷凝器换热系数的影响从大到小依次为 B、C、A,对压缩机换热系数的影响从大到小依次为 C、A、B,结果表明,散热部件的位置对自身的换热系数的影响最显著。冷凝器换热系数最大值时的参数组合为 A2B3C1,即底板出口方案 2、冷凝器位置为 340 mm,压缩机位置为 570 mm;压缩机最高温度最小的参数组合为 A1B3C1,即底板出口方案 1、冷凝器位置为 340 mm,压缩机位置为 570 mm。

方差分析结果见表 6 所列。根据上述方差分析结果可得,相对于冷凝器,冷凝风道结构的改变对压缩机的影响更显著。方差分析的  $P$  值越小说明该因素对变量的影响效果越明显,其结果与极差分析结果一致。

对上述 2 个分别对于冷凝器和压缩机换热系数的最优组合进行分析,见表 7 所列,从表 7 可以看出,2 种最优组合的压损、冷凝器和压缩机换热系数的区别不明显。虽然 A2B3C1 组合冷凝器换热系数略高于 A1B3C1 组合,但考虑底板出口形式对冷凝器换热系数的影响显著性最小,且 A1B3C1 组合的压缩机最高温度明显低于 A2B3C1 组合。故压缩机仓结构设计时优先选择 A1B3C1 组合。相较于原组合,A1B3C1 组合的冷凝器和压缩机换热系数分别增加了 1.63% 和 15.63%,压缩机最高温度降低 11.64 °C,对压缩机散热有明显改善。

表 5 极差分析结果

因素	水平	冷凝器换热系数/[W/(m <sup>2</sup> ·K)]			压缩机换热系数/[W/(m <sup>2</sup> ·K)]		
		数值	均值	极差	数值	均值	极差
A	1	233.510	77.837	0.450	41.996	13.999	0.962
	2	234.861	78.287		39.110	13.037	
	3	234.062	78.021		41.272	13.757	
B	1	234.174	78.058	0.595	40.897	13.632	0.964
	2	233.237	77.746		39.295	13.098	
	3	235.022	78.341		42.186	14.062	
C	1	235.024	78.341	0.527	43.004	14.335	1.393
	2	233.968	77.989		40.547	13.516	
	3	233.441	77.814		38.827	12.942	

表 6 方差分析结果

因素	冷凝器换热系数					压缩机换热系数				
	平方和	自由度	均方差	F 值	P 值	平方和	自由度	均方差	F 值	P 值
A	0.308	2	0.154	0.810	0.553	1.503	2	0.752	2.700	0.270
B	0.531	2	0.266	1.399	0.417	1.398	2	0.699	2.512	0.285
C	0.433	2	0.217	1.140	0.467	2.938	2	1.469	5.277	0.159
误差	0.380	2	0.190			0.557	2	0.278		

表 7 2 个最优组合对比

组合	压损 /Pa	换热系数/[W/(m <sup>2</sup> ·K)]		压缩机最高 温度/℃
		冷凝器	压缩机	
原组合	16.37	77.97	12.92	74.09
A1B3C1	16.18	79.24	14.94	62.45
A2B3C1	16.14	79.57	14.49	67.61

## 4 结 论

本文通过建立三维计算模型,对冷凝风道的温度场和流场进行模拟研究,探究风道压损、冷凝器的换热系数、压缩机的换热系数、最高温度随风道底板出口和散热部件位置的变化规律,设计正交试验对以上 3 个因素进行优化,并得到以下结论。

1) 合理的增大底板出口面积可改善压缩机周围空气分布不均匀的问题,有利于压缩机散热。

2) 冷凝器在靠近风扇时,风道压力损失减小,冷凝器换热系数增加;压缩机在中间位置时,导致空气受到压缩机阻碍形成回流,形成较大压力损失,考虑结构紧凑性,压缩机位置可以尽可能靠近风扇。

3) 针对压缩机背风面和底部温度过高的问题:一方面,可使压缩机靠近冷凝风道出口,改善高温区域的流场;另一方面,可使压缩机靠近风扇出口,提高压缩机整体换热系数。针对不同的出口方案,应选择不同的改善方法。

4) 最优冷凝风道结构组合为底板出口方案 1、冷凝器位置 340 mm,压缩机位置 570 mm。相比于原组合的冷凝器换热系数增加了 1.63%,压缩机换热系数增加了 15.63%,最高温度降低了 11.64℃。风道结构优化对压缩机散热改善明显,进一步研究将 2 个散热部件的换热系数加权处理作为优化目标,会达到更好的冰箱效率。

[J]. 家电科技,2018(增刊 1):27-30,35.

- [2] 庄友明,张驰. 冰箱风冷式冷凝器与箱壁式冷凝器能耗对比实验研究[J]. 低温与超导,2016,44(6):87-92.
- [3] 刘金平,邹永胜,祁元龙. 平行流冷凝器应用于食品冷藏柜的实验研究[J]. 制冷学报,2013,34(3):83-90.
- [4] 张成全,施俊业,陈江平. 采用微通道冷凝器的无霜风冷冰箱系统性能提升[J]. 制冷学报,2017,38(3):43-49.
- [5] VISEK M, JOPPOLO C M, MOLONAROLI L, et al. Advanced sequential dual evaporator domestic refrigerator/freezer: system energy optimization[J]. International Journal of Refrigeration,2014,43:71-79.
- [6] ZHANG Z, HUANG D, ZHAO R, et al. Effect of airflow field optimization around spiral wire-on-tube condenser on a frost-free refrigerator performance [J]. Applied Thermal Engineering,2017,114:785-792.
- [7] KIM D K. Experimental and numerical Study on performance enhancement by modifying the flow channel in the mechanical chamber room of a home refrigerator[J]. Applied Sciences,2020,10(18):6284.
- [8] 白连社,罗健,彭玲,等. 风冷冰箱冷凝结构的仿真与优化[J]. 电器,2013(增刊 1):87-92.
- [9] 钟明,王瑶,王冬祥,等. 基于 CFD 的冰箱风道优化研究[J]. 轻工标准与质量,2015(4):53-57.
- [10] PATANKAR S V, SPALDING D B. Heat and mass transfer in boundary layers[M]. Scotland: Morgan-Grampian, 1968:20-25.
- [11] 屈帅丞,李阳,江俊. 基于 CFD 模拟的翅片管束多孔介质模型建立方法及流场模拟[J]. 应用力学学报,2020,37(2):494-499,922.
- [12] 孙莹,孙艳秀. 制冷压缩机机壳散热研究[J]. 制冷空调与电力机械,2010,31(4):61-63.
- [13] 刘建如,乔琳,黄东,等. 自由与嵌装状态下冷凝器散热对冰箱性能的影响[J]. 家电科技,2021(5):31-35
- [14] 李艳玲,范艳花. 陶偌偈 SPSS 16.0 软件在化学正交试验中的应用[J]. 化学教学,2011(6):17-19.

(责任编辑 吴 亮)

## [参 考 文 献]

- [1] 陈开松,陈俊,张波,等. 一种自由嵌入式冰箱技术开发研究