

申请上海交通大学博士学位论文

基于仿真的制冷系统稳健设计方法研究

博士生： 杨亮

导 师： 谷 波 教授

张春路 教授

专 业： 制冷与低温工程

上海交通大学

机械与动力工程学院

制冷与低温工程研究所

2012年9月

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

Ph.D. Dissertation Submitted to Shanghai Jiao Tong University

**MODEL-BASED ROBUST DESIGN
METHOD OF REFRIGERATION SYSTEM**

Author: Yang Liang

**Advisor: Prof. Gu Bo
Prof. Zhang Chunlu**

Specialty: Refrigeration and Cryogenics

Institute of Refrigeration & Cryogenics

School of Mechanical Engineering

Shanghai Jiao Tong University

September 2012

基于仿真的制冷系统稳健设计方法研究

摘 要

制冷系统仿真模拟技术已经有了相当的发展,在制冷系统匹配设计、控制设计以及以楼宇为代表的区域制冷空调系统的设计与控制上都有广泛的应用。仿真模拟技术的出发点是为设计提供一个虚拟实验室,但并不是有了实验室就可以设计出好产品,关于产品设计还有一套先进的方法学。稳健设计又称鲁棒设计,是一种基于不确定因素来优化产品质量的重要方法,它不仅可以优化产品性能,还可以优化产品性能波动。发达国家非常重视稳健设计,并已取得了巨大的经济效益。传统的稳健设计方法是基于试验的,很难在制冷系统优化设计中发挥作用。事实上基于准确、可靠的工程模型,各类产品设计方法都可以获得更为全面深入地研究和应用。但是,在制冷空调领域,将产品设计方法学与仿真模拟技术相结合的研究还寥寥无几。

本文提出了基于仿真的制冷系统稳健设计方法,并探讨其在制冷空调装置设计中的应用。本文的工作开创了仿真实理论与产品质量设计相结合的新型设计模式,有助于全面理解与改进产品质量设计的过程。本文的主要研究内容包括:

1. 本文提出了基于仿真的制冷系统稳健设计方法。该方法是田口方法体系的拓展,既保留了田口方法通用性强、便于逐步校验与分析的优点,又将工程模型引入稳健优化设计,克服了传统方法无法预测产品质量及其波动的弱点。本文应用 MATLAB 优化和统计学工具箱,实现了稳健设计方法与制冷系统仿真模拟技术的结合,在 MATLAB 上开发了结合稳健设计理论的制冷空调装置质量优化设计综合仿真平台。

2. 本文探讨了稳健设计对制冷系统仿真模型提出的要求,在此基础上建立制冷系统和部件的仿真模型,并进行了实验验证。

- a) 建立了风冷翅片管换热器仿真模型,采用考虑制冷剂支路实际连接方式的三维模型,能够反映换热器内制冷剂和空气不均匀流动对换热

器性能的影响。实验验证结果表明,该模型对换热量的预测误差在 $\pm 5\%$ 之间;

b) 提出了一种新的压缩机“灰箱”模型:基于效率损失的压缩机神经网络模型。确定了最优的神经网络结构、输入参数组合和传递函数类型。建立的模型不仅在回归范围内有相当高的精度,在回归范围外也有非常好的外推性,且适用于多种容积式压缩机;

c) 提出了一种精简的毛细管和短管流量特性的无量纲关联式,将无量纲参数的定义从亚临界拓展到跨临界,同时保证了参数的连续性,显著提高了神经网络模型的通用性,模型对多种亚临界工质和超临界 CO_2 均适用;

d) 建立了制冷系统的仿真平台,包含设计计算和校核计算两种求解模式。实验验证结果表明,对制冷量和功率的预测误差均在 $\pm 5\%$ 之间。

3. 完成了基于仿真的稳健设计方法在翅片管蒸发器优化设计上的实例应用。在不确定因素干扰下,完成了风冷翅片管蒸发器结构参数的稳健优化设计;并利用蒙特卡洛模拟计算换热器质量特性值的分布(均值、标准差)和质量指标(设计能力指数 C_{pk}),最后分别从改变设计参数均值和减小设计参数容差两个角度讨论了提高换热器质量等级的方案。

4. 完成了基于仿真的稳健设计方法在轻型商用空调器设计上的实例应用。首先通过对系统匹配参数进行稳健参数设计与优化,确定了在部件噪声矩阵干扰下,节流元件和制冷剂充注量的最佳匹配结果;其次利用蒙特卡洛模拟计算系统制冷量和功耗的均值、标准差和 C_{pk} ;最后利用中心复合试验设计回归了 C_{pk} 随部件容差变化的响应曲面,并结合成本模型和质量损失函数 C_{pk} 的响应曲面对制冷装置的各部件容差进行了优化。

最后,作者简要阐述了本文工作存在的不足和进一步的研究设想。

关键词: 制冷系统, 换热器, 模型, 仿真, 稳健设计

MODEL-BASED ROBUST DESIGN METHOD OF REFRIGERATION SYSTEM

ABSTRACT

Refrigeration system simulation technology has made considerable development in the past decades. It has been widely used in the refrigeration system design, building air-conditioning system design and controls. Simulation technique provides a virtual laboratory for product design. However, only a laboratory is not sufficient for designing a good product. There are a set of advanced product design methodologies. Robust design is one of them, which is a method to optimize the product quality based on the uncertainties. The developed countries have achieved tremendous economic benefits by using it. The traditional robust design method is mainly based on experiments, however, based on accurate and reliable engineering models, all kinds of product design methods can have more comprehensive and in-depth researches and applications. However, in refrigeration and air-conditioning area, how to combine modern product design methodologies and simulation technology has been barely investigated so far.

In this work, the author first proposed the model-based robust design method of refrigeration systems, and explored its application in product design. The work coined a novel design pattern using the simulation theory and product quality design method, which would help in-depth analyze and improve the quality of product design process. The main contents of this paper include:

1. The model-based robust design method of refrigeration systems was proposed. This method is the extension of Taguchi method. Firstly, the advantages of Taguchi method have been kept, for example, generality and

easily checking the analysis results step by step, meanwhile, it overcomes the weakness of unable to predict the product quality and its fluctuation by introducing the engineering model into robust design. For combining the modern product design method with the refrigeration system simulation platform, MATLAB as well as its optimization toolbox and statistics toolbox were applied to develop a integrated simulation platform.

2. The requirements of robust design on the refrigeration system modeling were in-depth discussed. In terms of the requirements, the refrigeration components and system models were developed as follows. All the models have been well validated.

a) The fin and tube heat exchanger model was developed. To capture the misdistribution characteristics on both refrigerant and air sides, the 3D model considering flexible tube circuiting was proposed. Model validation indicated the simulation errors of heat exchanger's capacity are within $\pm 5\%$.

b) A new "grey-box" compressor model - efficiency-loss based model was developed using polynomial neural networks. The neural network architecture, input parameters, and transfer function types were carefully studied. The proposed neural network model not only have good accuracy inside the compressor envelope, but also reasonable trend prediction outside the envelope, and it can be applied to all kinds of positive displacement compressors

c) A new dimensionless neural network was developed for adiabatical capillary tubes or short tube orifices, which is the most succinct model so far. The definitions of dimensionless parameters were extended from subcritical to transcritical state, while the continuity of the parameters was kept. It significantly improved the generality of the neural network and can be applied to all refrigerants including the supercritical CO_2 .

d) A refrigeration system simulation platform was developed, which included the design mode and the rating mode. For the cooling capacity and power consumption, the prediction errors fell into $\pm 5\%$.

3. The model-based robust design method has been applied to the fin-and-tube heat exchanger design. First of all, the best parameter settings

were determined by the robust design method under the disturbance of uncertainties. Secondly, the Monte Carlo simulation was performed to predict the heat exchanger quality, including the mean value, standard deviation, and design capability index C_{pk} . At last, two improvement approaches of heat exchanger quality level were explored. They are shifting the parameters' mean values and reduction the parameters' tolerances.

4. The model-based robust design method has been further applied to a light commercial air conditioning system. First of all, the system level design parameters were optimized by the robust design method. The optimal size of short tube orifice and system refrigerant charge were obtained under the interference of noise made by components. Secondly, the Monte Carlo simulation was performed to predict the cooling capacity and power consumption of the system, including the mean values, standard deviations, and C_{ap} . Thirdly, the quality levels of cooling capacity and power consumption, and the pass rate of COP inspection were estimated. Finally, the response surface model of the design capability index C_{ap} was developed and applied to the component tolerance optimization with the cost function.

In the end, a concluding remark and outlook of this research area were made.

KEY WORDS: Refrigeration system, heat exchanger, model, simulation, robust design

目 录

摘 要	I
ABSTRACT	III
目 录	VII
符号说明	XV
第一章 绪论	1
1.1 研究背景及意义	1
1.2 制冷系统仿真模拟技术的研究现状评述	3
1.2.1 面向制冷系统匹配设计的稳态仿真技术	3
1.2.2 面向制冷系统控制设计的动态仿真技术	5
1.2.3 面向大系统设计与控制的综合仿真技术	7
1.2.4 从仿真模拟到现代产品设计方法学	7
1.3 稳健设计方法的发展现状概述	8
1.3.1 稳健设计的基本原理	8
1.3.2 国内外稳健设计的发展	12
1.3.3 稳健设计在热工程中的应用	13
1.4 本文研究的目标和主要工作	15
第二章 基于仿真的制冷系统稳健设计方法原理	18
2.1 基于仿真的制冷系统稳健设计方法的提出	18
2.2 基于仿真的制冷系统稳健设计方法的实现	21
2.2.1 影响因子分析模块的功能及其实现方法	22
2.2.2 稳健参数优化模块的功能及其实现方法	25
2.2.3 设计能力分析模块的功能及其实现方法	27
2.2.4 参数容差优化模块的功能及其实现方法	29
2.3 稳健设计对制冷系统仿真模型的要求	30
2.3.1 合理选择模型边界条件	30
2.3.2 合理确定质量特性	32
2.4 本章小结	35
第三章 风冷冷风制冷系统仿真模型与实验验证	36
3.1 风冷翅片管换热器三维仿真模型	36

3.1.1 建模策略.....	36
3.1.2 微元模型.....	37
3.1.3 模型算法.....	40
3.1.4 实验验证.....	43
3.2 基于效率损失的压缩机神经网络模型.....	45
3.2.1 神经网络的结构.....	46
3.2.2 模型验证.....	49
3.3 毛细管和短管无量纲神经网络模型.....	51
3.3.1 数据样本.....	52
3.3.2 神经网络的结构.....	53
3.3.3 模型验证.....	55
3.4 风冷冷风制冷系统模型及其验证.....	57
3.4.1 系统模型.....	57
3.4.2 系统算法.....	59
3.4.3 实验验证.....	60
3.5 本章小结.....	63
第四章 基于仿真的风冷翅片管换热器稳健设计方法.....	64
4.1 换热器离散型参数的优化方法.....	64
4.2 换热器连续型参数的优化方法.....	69
4.2.1 影响因子分析.....	69
4.2.2 设计参数的稳健设计.....	74
4.3 换热器质量指标的预测与改进.....	79
4.3.1 换热器性能的均值和分布.....	79
4.3.2 换热器质量改进方案的讨论.....	80
4.4 换热器稳健设计方法可靠性验证.....	83
4.5 本章小结.....	87
第五章 基于仿真的风冷冷风制冷系统稳健设计方法.....	88
5.1 系统参数的稳健设计.....	88
5.2 系统质量指标的预测与改进.....	94
5.2.1 系统性能的均值和分布.....	94
5.2.2 系统质量改进方案.....	97
5.3 系统各部件容差设计与优化.....	99

5.4 系统稳健设计方法可靠性验证.....	109
5.5 本章小结	113
第六章 总结和展望	114
6.1 本文总结	114
6.2 本文研究的创新点.....	115
6.3 研究展望	116
参考文献.....	118
致谢.....	134
攻读学位期间发表的学术论文.....	135

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

图片目录

图 1 各类制冷系统	1
图 2 翅片管换热器	4
图 3 产品质量的描述	9
图 4 产品质量设计图解模型	10
图 5 对称/非对称正态分布	11
图 6 设计能力指数 C_p/C_{pk}	11
图 7 本文研究的技术路线	17
图 8 制冷系统性能的波动来源	19
图 9 基于仿真的稳健设计流程图示	22
图 10 基于仿真的翅片管蒸发器影响因子分析模块流程	23
图 11 主效应因子图	24
图 12 交互效应因子图	24
图 13 帕累托图	25
图 14 基于仿真的稳健参数设计模块流程	27
图 15 基于仿真的设计能力分析模块流程	29
图 16 基于仿真的参数容差设计模块流程	30
图 17 换热器模型的边界条件	31
图 18 风机曲线	33
图 19 常规制冷循环的 P-h 焓图	34
图 20 翅片管换热器模型结构	37
图 21 翅片管换热器微元示意图	38
图 22 翅片管换热器模型流程图	41
图 23 换热器测试台示意图	44
图 24 翅片管换热器换热量预测值与实验值对比	45
图 25 压缩机容积效率的神经网络模型结构	47
图 26 以压力和冷凝温度为输入参数的等熵效率神经网络模型的预测结果	48
图 27 压缩机等熵效率的神经网络模型结构	48
图 28 压缩机 A/B/C 的运行工况范围图	49
图 29 神经网络模型预测涡旋压缩机效率	50

图 30 神经网络模型预测活塞压缩机效率.....	50
图 31 神经网络模型预测螺杆压缩机效率.....	51
图 32 毛细管短管神经网络模型结构.....	53
图 33 无量纲数 π_2 中饱和温度 p_{sat} 的定义.....	55
图 34 神经网络模型预测毛细管或短管质量流量与实测值的比较(训练数据).....	56
图 35 神经网络模型预测毛细管或短管质量流量与实测值的比较(测试数据).....	56
图 36 制冷系统的参数传递关系.....	58
图 37 系统仿真流程图 - 设计计算.....	59
图 38 系统仿真流程图 - 校核计算.....	60
图 39 被测轻型商用空调.....	60
图 40 轻型商用空调的焓差实验室.....	62
图 41 轻型商用空调的测点布置示意图.....	62
图 42 仿真模型预测值与实验测得的系统性能比较.....	63
图 43 翅片管换热器管路连接示意图.....	65
图 44 单位管长换热量随管长的变化 (3 排管).....	65
图 45 换热量和压降随管路支路数的变化趋势 (3 排管).....	66
图 46 单位管长换热量随管长的变化 (2 排管).....	67
图 47 换热量和压降随管路支路数的变化 (2 排管).....	68
图 48 蒸发温度的主效应因子图 (给定风量).....	70
图 49 帕累托图 (给定风量).....	70
图 50 蒸发温度的主效应因子图 (给定风机曲线).....	73
图 51 蒸发温度的主效应因子图.....	78
图 52 S/N 的主效应因子图.....	78
图 53 蒸发器蒙特卡洛模拟结果.....	80
图 54 蒸发器蒙特卡洛模拟结果 (改变均值).....	81
图 55 正态分布.....	83
图 56 样本规模对蒸发器均值和标准差预测结果的影响.....	85
图 57 样本规模对蒸发器 C_{pk} 预测结果的影响.....	85
图 58 随机数的选取对蒸发器预测结果的影响.....	86
图 59 制冷量和能效比随短管直径的变化曲线.....	92
图 60 制冷量和能效比在各噪声水平组合下的均值随短管直径的变化曲线.....	92
图 61 制冷量和能效比随充注量的变化曲线.....	93

图 62 系统蒙特卡洛模拟结果.....	97
图 63 系统蒙特卡洛模拟结果 (减小标准差)	99
图 64 系统参数和噪声对质量特性影响的帕累托图.....	100
图 65 制冷量 C_{pk} 的响应曲面参数估计值排序.....	104
图 66 制冷量 C_{pk} 的响应曲面预测值与蒙特卡洛计算值的比较.....	104
图 67 功率 C_{pk} 的响应曲面参数估计值排序.....	106
图 68 功率 C_{pk} 的响应曲面预测值与蒙特卡洛计算值的比较.....	106
图 69 三角形抽样系统蒙特卡洛模拟结果.....	111
图 70 样本规模对系统制冷量预测结果的影响.....	112
图 71 样本规模对系统功率预测结果的影响.....	112

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

表格目录

表 1 顺序求解法和联立求解法的比较	5
表 2 信噪比的定义	10
表 3 基于仿真的传统设计方法和稳健优化方法的比较	20
表 4 稳健参数优化的乘积表	26
表 5 设计能力指数 C_{pk} 的含义	28
表 6 不同边界条件下换热器模型的算法	43
表 7 翅片管换热器结构参数	44
表 8 翅片管换热器实验范围	45
表 9 毛细管和短管流量特性的数据样本简表	52
表 10 毛细管短管模型的无量纲参数组	54
表 11 毛细管和短管流量特性的 ANN 权值和阈值	57
表 12 轻型商用空调的主要结构参数	61
表 13 翅片管蒸发器设计参数的初选	64
表 14 三排管蒸发器仿真结果	67
表 15 两排管蒸发器仿真结果	68
表 16 翅片管蒸发器的控制因子	69
表 17 基于仿真的影响因子分析结果 (给定风量)	71
表 18 基于仿真的影响因子分析结果 (给定风机曲线)	72
表 19 翅片管蒸发器稳健参数设计表	74
表 20 翅片管蒸发器设计参数和噪声的均值、容差、标准差和分布	79
表 21 翅片管蒸发器设计参数和噪声的均值、容差、标准差和分布	82
表 22 翅片管蒸发器设计参数的均值	82
表 23 翅片管蒸发器设计参数和噪声的分布	84
表 24 系统噪声矩阵中短管直径的优化结果	89
表 25 空调器能效等级指标	94
表 26 系统参数和噪声的均值、容差、标准差	95
表 27 系统参数和噪声的均值、容差和标准差 (减小标准差)	97
表 28 中心复合试验设计表	102
表 29 制冷量 C_{pk} 的响应曲面系数	105

表 30 功率 C_{pk} 的响应曲面系数	107
表 31 容差设计优化结果	108
表 32 系统参数和噪声分布	109
表 33 随机数的选取对制冷系统蒙特卡洛模拟结果的影响	113

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

符号说明

变量		
A	传热面积	(m^2)
b	神经元的阈值	
C_p, C_{pk}	设计能力指数	
COP	性能系数	
CI'	控制因子	
D	内径	(m)
f	摩擦系数	
g	传递函数	
G	质流密度	($kg/s/m^2$)
h	焓	(kJ/kg)
	换热系数	($W/K/m^2$)
	隐层的输出	
L	长度	(m)
LQ	损失函数	
LSL	产品的下规格限	
M	充注量	(kg)
m	制冷剂流量	(kg/s)
N	数量	
	压缩机转速	(rev/s)
NE	噪声因子	
p	压力	(Pa)
P	概率	
Q	换热量	(W)
R	热阻	($K \cdot m^2/W$)
s	样本方差	
S	滑移比	

SDI	饱和排气温度	(°C)
SI	灵敏度指数	
SST	饱和吸气温度	(°C)
T	温度	(°C)
u	输入层到隐层的连接权	
U	整体换热系数	(W/ m ² /K)
USL	产品的上规格限	
V	体积流量	(m ³ /s)
	压缩机排气量	(m ³ /rev)
w	隐层到输出层的连接权	
W	功率	(W)
	含湿量	(kg _w /kg _a)
x	设计参数	
	干度	
y	产品的质量特性	
y_0	产品质量特性的目标值	
z	噪声因素	

希腊字符

α	空泡系数	
ε	换热器效率	
σ	标准偏差	
η_s	等熵效率	
η_v	容积效率	
π	无量纲参数	
ρ	密度	(kg/m ³)
μ	黏度	(kg/m/s)
	样本均值	
ν	比容	(m ³ /kg)
ΔT_{sh}	过热度	(K)

下标

a	空气
c	冷凝
cal	计算值
cap	毛细管/短管
comp	压缩机
disp	压缩机排气
e	蒸发
f	液体
g	气体
in	进口
is	等熵
liq	液体
m	金属
max	最大值
out	出口
r	制冷剂
sat	饱和
sc	过冷
sh	过热
suc	吸气
tot	总共
tp	两相
w	壁面

第一章 绪论

1.1 研究背景及意义

制冷系统广泛应用于食品冷冻冷藏、家用和商用建筑的空气调节、车辆空调、工业冷冻等诸多领域，系统构成从简单到复杂，种类繁多，如图 1 所示

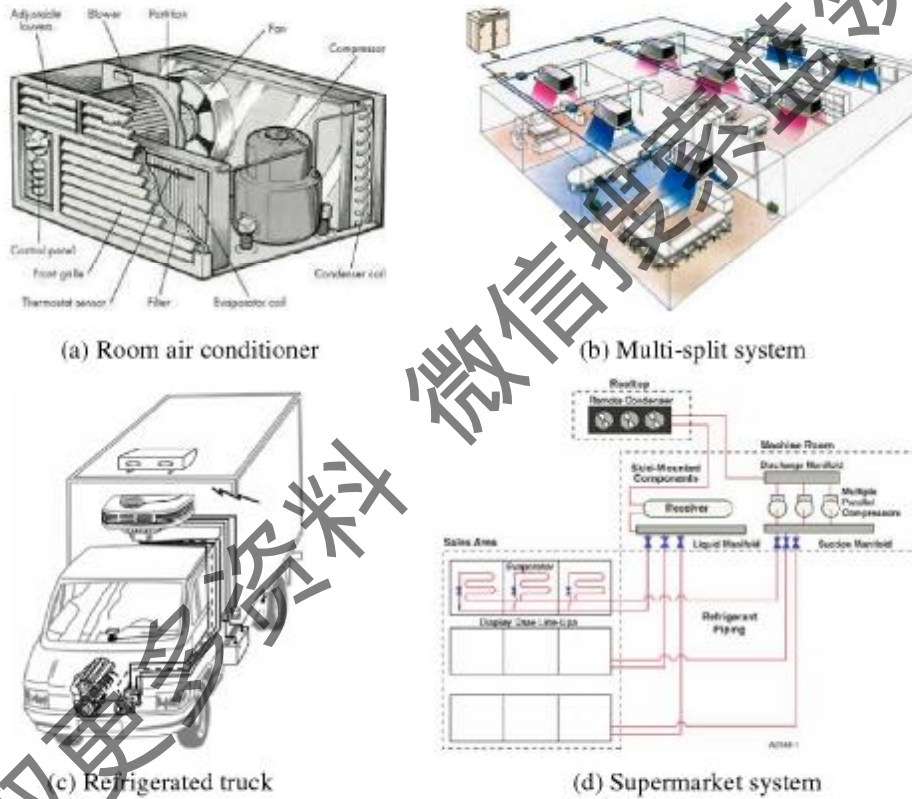


图 1 各类制冷系统

Figure 1 Refrigeration systems

制冷系统的能耗占据国家总能耗的比例不断提高，是节能减排的重点领域之一。中国目前已是世界上制冷空调设备产能最高的国家，是否拥有先进的产品设计和老产品快速更新换代的核心技术已成为中国从制冷大国进步到制冷强国的一个主要

衡量指标。因此，对制冷系统及其部件特性的研究一直相关领域的研究重点。

对制冷系统及其部件特性的研究，一般有实验和仿真模拟两类研究方法。通过实验，可以直接获得制冷系统及部件的主要特性，是使用最为广泛的一类方法。但是，制冷系统参数多、耦合性强，使得实验研究面临耗时长、成本高、很多参数难以准确测量的问题。因此，随着计算机技术的发展，基于模型的制冷系统计算机仿真模拟技术在过去 30 年获得了快速发展^[1-4]。通过建立部件和系统模型进行仿真模拟计算，可以快速预测制冷系统的性能，减少样机试制数量和实验费用。而且，仿真模拟可以预测很多实验难以测量的参数、使设计人员获取更多的信息用于分析，基于仿真模拟还可以进一步优化设计制冷系统及部件。当制冷系统越是复杂，仿真模拟相对于实验研究的优势就越是显著。但是，由于制冷系统及部件在结构和流动传热机理上的复杂性，相应的模型都是建立在一定假设和实验关联式的基础之上（如换热系数关联式、摩擦系数关联式、压缩机容积效率和等熵效率关联式等等），所以模型都存在一定的偏差。在通过必要的实验验证之前，仿真模拟的结果经常会受人质疑。所以，目前的研究方法更多地偏向于仿真模拟与实验研究和综合，以达到扬长避短的效果。现阶段仿真模拟技术的发展，也是以减少实验、而不是取代实验为基本目标。

仿真模拟技术在制冷系统及其部件优化设计中的应用，除了模型精度问题，还存在一个如何与现代产品设计方法相结合的问题。仿真模拟技术更像是一个建立在计算机上的虚拟实验室，工程师可以通过这个虚拟实验室“测量”产品的性能。但是如何更有效地使用这一虚拟实验室设计出高质量的产品？这就需要将仿真模拟技术与现代产品设计方法（例如：稳健设计、可靠性设计、六西格玛理论等）结合起来，形成基于仿真模拟技术的现代产品设计方法^[5]。这方面的研究工作，近年来在包括电子、国防、机械、化工等很多行业都开始深入研究，但是在机械行业分支之一的制冷空调行业尚处起步阶段。一些制冷空调跨国公司近年来已经开始重视这一方面的研发工作，而国内外高校在这方面的研究还非常少、且缺乏系统性。

基于上述背景，本课题定位于基于仿真的制冷系统稳健设计方法研究。将仿真模拟技术与稳健设计方法结合起来，审视并研究如何将仿真模拟技术更为深入地应用于现代制冷空调产品的优化设计。

在本章的以下部分，首先分别评述制冷系统仿真模拟技术的研究现状和稳健设计方法的发展现状，然后提出本文的具体研究目标、研究内容和技术路线。

1.2 制冷系统仿真模拟技术的研究现状评述

制冷系统仿真模拟技术的起源可以追溯到上个世纪 60 年代,最早由美国开利公司(Carrier Corporation)开展相关研究。由于当年计算机技术的落后与设备的昂贵,最初的制冷系统仿真技术研究只有大企业的研发部门才有需求和资金投入。从公开发表的文献来看,一直到上个世纪 70 年代末、80 年代初,国际上才出现高校或研究机构(如美国的一些国家实验室)发表的相关研究成果,而国内高校开展相关研究则要更晚一些^[6]。80 年代以后,随着计算机软硬件技术的飞速发展,计算机仿真模拟技术在包括制冷系统仿真在内的各个领域都呈现高速发展的态势。

制冷系统仿真模拟技术的发展主要是受工程实践中的应用需求驱动的。应用需求的扩展和细化使得制冷系统仿真模拟技术呈现多样化的发展趋势。本节将以应用需求为主线对制冷系统仿真模拟技术的发展和现状进行简要评述。

1.2.1 面向制冷系统匹配设计的稳态仿真技术

仿真模拟技术在制冷系统匹配设计中的应用主要有两个方面:一是在设计阶段模拟结构参数对部件性能的影响和模拟额定工况下各部件匹配在一起的系统性能;二是在匹配设计完成后模拟系统或部件在不同运行工况下的性能,提供产品性能表给选型软件。对于大部分的制冷系统,在某一稳定的运行工况下,系统中制冷剂和被冷剂的状态也是基本稳定的,所以在制冷系统匹配设计中一般采用稳态仿真技术。稳态仿真采用稳态模型,即构成模型的方程都不含时间项。

在制冷部件仿真中,几何结构参数及其对应边界条件的复杂性是稳态仿真要解决的关键问题。一个典型的例子就是风冷机组中常用的翅片管换热器,如图 2 所示,管内的制冷剂被分成多股流动,以平衡换热和压降;管外空气以叉流方式与管内制冷剂进行热交换。各制冷剂流路之间通过管壁和翅片的热传导、以及与空气的换热耦合在一起。要精确设计翅片管换热器,就需要在模型中准确反映这种复杂的参数耦合关系。而制冷剂管路连接的多样性和复杂性,也要求模型在管路设计方面具备通用性。NIST^[7-11]、马里兰大学^[12-14]、上海交通大学^[15-19]、以及很多研究者^[20-28]都对此开展了比较深入的仿真模拟研究。在建立相关数学模型的基础上,研究者针对制冷剂管路的优化给予了更多的关注^[18-19, 16, 17]。尽管引入了遗传算法、演化算法等现代全局优化方法,但由于无法直接使用,所以要基于一定的“知识”去弥补必要的计算步骤。所以,是否能真正获得严格意义上的全局最优尚缺乏理论支撑。

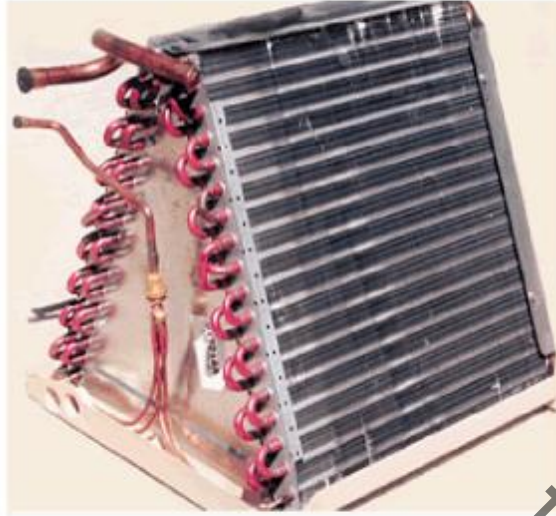


图 2 翅片管换热器

Figure 2 Fin-and-tube heat exchanger

在制冷部件仿真中，由于几何结构参数的复杂性，CFD（计算流体力学）技术也获得了越来越多的应用^[19]。同样以上文的翅片管换热器为例，空气侧的迎面风速受到空间的限制而呈现出不均匀分布，对换热器的性能产生显著影响。如果在换热器仿真时不考虑迎面风速的不均匀分布，那么计算结果的误差可能到达 25% 或更高^[19, 30]，无法用于换热器设计和校核计算。另一方面，在有限空间内通过实验测量风速分布不仅成本高，而且测量仪表会破坏真实的速度场导致测量精度不高。相比之下，通过 CFD 模拟可以获得整个速度场，将之输入到翅片管换热器仿真软件，就可以获得更接近真实情况的仿真结果^[31]。

在制冷系统仿真中，部件模型的类型有多种选择，主要包括分布参数模型、集中参数模型、半经验模型、经验模型等^[32]。部件模型类型的选择，主要也是受应用需求驱动的。包含较多几何结构信息的部件模型相对比较复杂，计算速度偏慢、计算稳定性偏低，但这类模型可以更好地将部件设计与系统匹配优化统一起来考虑。包含极少，甚至不包含几何结构信息的部件模型相对简单，计算速度快、计算稳定性好，但只能用于系统匹配分析，而无法用于部件或系统的优化设计。至于部件模型的精度，则与部件模型类型的相关性不高。例如，压缩机的 AHRI 10 系数模型^[32]是不包含任何几何结构信息的经验模型，只用于计算压缩机的流量、功耗等性能指标，其精度比一般的效率模型（集中参数模型）都高。由于压缩机设计一般是独立于系统设计进行的，且压缩机供应商一般都能提供 AHRI 10 系数模型或按 AHRI 10

系数模型生成的图或表，所以AHRI 10 系数模型经常被用于制冷系统的仿真中。

稳态仿真要解决的另一个关键问题是算法，即如何求解数学模型。这里的数学模型通常是一个非线性方程组，其中的方程数可以从几个到成千上万。算法一般可以分为两大类：顺序求解和联立求解。顺序求解法按一定的顺序先后求解各个部件模型。在开始求解第一个部件模型时，模型的输入状态参数值是假设的。在顺序求解过程中逐步更新假设的状态参数值，直至最终收敛。参数迭代时，多采用两分法、割线法，其优点是简单、容易控制迭代过程，其缺点是速度慢、没有通用性且迭代层数受到限制。联立求解法则是同时求解连接各个部件模型的状态参数，其不同制求解模型中包含的所有方程。经典的Newton-Raphson法是应用最为广泛的一种非线性代数方程组求解算法。两种算法优缺点的比较如表 1 所示。以往，顺序求解法使用较多^[19, 33-36]，但随着制冷空调系统的日益复杂，为了保证通用性，联立求解法的使用越来越多^[37, 38]，并且被绝大多数仿真软件（如EES等）所采用。

表 1 顺序求解法和联立求解法的比较

Table 1 Comparison of sequential and simultaneous algorithms

算法	说明	优点	缺点
联立法	联立求解部件模型	通用性好，计算效率高，适用于简单和复杂制冷系统仿真	求解过程难以干涉，程序不易调试；迭代初值对收敛性影响大
顺序法	顺序求解部件模型	求解过程有明确物理意义，程序容易调试；迭代初值对收敛性影响不大	通用性差，计算效率低，不适合复杂制冷系统仿真

小结面向制冷系统设计的仿真技术，可以发现在部件层面，为了能够准确反映复杂几何结构下部件的流动传热特性，模型日趋复杂，CFD 技术的应用也日趋广泛；但过于复杂的部件模型难以满足系统仿真的快速性和稳健性要求，所以系统仿真所采用的部件模型通常是混合型的；仿真算法以传统算法为主，且为了保证计算的稳健性并获得有物理意义的计算结果，算法经常需要做很多特殊处理。

1.2.2 面向制冷系统控制设计的动态仿真技术

制冷系统是一类典型的多变量非线性系统，而且随着应用需求在深度和广度上的延伸，系统控制设计的复杂性不断提高，使得传统的基于实验建立对象特性的传

递函数，并在此基础上进行控制设计的方法日益提襟见肘。因此，近年来基于动态物理模型的制冷系统控制设计方法正获得越来越多的关注。

动态仿真技术与稳态仿真技术在形式上的主要区别是模型中包含有时间变量。时间轴的存在，使得动态仿真技术在模型和算法两方面都与稳态仿真有很大的不同。在模型方面，时间项、特别是时间导数项的处理方式直接影响到模型的复杂性、健壮性和仿真精度。如果再考虑各种复杂的几何边界，那么模型的实用性就会变得很低。在算法方面，以前多采用闭环系统开环顺序求解的方法^[39]，现在则更多地采用微分代数方程求解器(DAE solver)对时变非线性方程组进行联立求解^[40]。

动态模型的精度是面向制冷系统控制设计的动态仿真技术中的关键问题之一。与稳态模型相比，动态模型的动态响应（时间常数）的偏差比静态偏差对控制设计的影响更大。导致动态模型出现较大动态响应偏差的主要原因是没有准确计算对象的热容热阻或没有准确计算对象热容热阻的空间分布。其中，对象的热容热阻的偏差可以通过准确计算材料的质量、比热、导热率和换热系数来保证。而对象热容热阻的空间分布计算则是一个挑战。如前面所言，在稳态模型中考虑各种复杂的几何边界会降低模型的实用性。但是，如果在模型中以集中热容或降维的分布式热容代替实际的分布式热容，那么模型所反映的动态响应就会与实际对象有显著差异，所以，如何解决好这一对矛盾是决定动态仿真精度的关键^[41]。

具有时间和成本双重优势的动态仿真技术可以为很多先进控制技术在制冷系统、特别是复杂制冷系统上的应用研究提供比实验室研究更为高效的平台。实际的制冷系统是典型的时变多变量非线性系统。但是，目前的制冷系统控制还是以经典的单变量线性控制方法为主。基于实验测试的单变量线性控制方法理论成熟，实现容易，应用于简单的制冷系统取得了良好的效果，所以一直在实践中广为使用。而多变量控制理论、特别是基于模型的多变量控制理论近年来开始逐渐受到重视^[41-60]，这主要是由于现代制冷空调系统趋于复杂、以及控制参数增加（如温湿度独立控制）导致传统控制方法越来越难以满足新的需求。但是，多变量控制从理论到实践推广还有很长的路要走，动态仿真技术已经并将继续在多变量控制方法的研究发挥关键作用。

小结面向制冷系统控制设计的动态仿真技术，可以看到模型的精度和算法的稳健性仍是提高动态仿真技术成熟度的关键。而控制技术本身，正从传统的单变量线性控制向着多变量非线性控制的方向发展。随着制冷空调系统设计的日趋复杂，这一技术的研究将是相关领域内长期的研究热点。

1.2.3 面向大系统设计与控制的综合仿真技术

与单一的制冷系统相比,以楼宇为代表的区域制冷空调系统的设计与控制技术更注重大系统层面的研究^[61]。换言之,大系统中的每个部件或子系统都不是研究重点,而部件或子系统联合运行特性才是研究重点,特别是在更为复杂、时变的运行工况下(气象参数、工作负荷等)。

为了保证系统模型层面的时效性和稳健性,大系统中的子系统或部件模型大都采用非常简单的物理模型或经验模型^[82-97]。这些子系统或部件模型中,几何结构参数被大量简化,甚至去除,模型的功能主要是反映子系统或部件性能随运行工况的变化。此外,系统模型中除了动态负荷模型,其它子系统或部件模型多采用稳态模型,所以这类模型对于控制设计是不充分的。

大系统的控制设计体现出整体与局部相结合的特点^[78, 98, 101]。控制结构的确定(控制参数的选择、设定值的确定)需要在系统层面上整体考虑,而控制算法的设计主要在了系统或部件层面上考虑。

小结面向大系统设计与控制的综合仿真技术,可以看到系统模型中除了动态负荷模型,其它子系统或部件模型多采用稳态模型,这种类型的混合模型对于控制设计还是不充分的。但是,采用全动态模型的技术难度又过大。所以,大系统的控制设计还是以局部控制设计为主,从而形成了目前以整体系统设计、局部控制设计为主的局面。

1.2.4 从仿真模拟到现代产品设计方法学

仿真模拟技术的出发点是设计提供一个虚拟实验室。但并不是有了实验室就可以设计出好产品,关于产品设计还有一套先进的产品设计方法学。事实上基于准确、可靠的仿真模型,各类产品设计方法都可以获得更为全面深入地研究和应用。但是,从目前公开发表的文献来看,在制冷空调领域,将现代产品设计方法学与仿真模拟技术相结合的研究还寥寥无几。这反映了目前相关领域的一个现状:无论是企业,还是研究机构,对现代产品设计方法学在制冷空调行业的应用研究还很有限。而且,能够真正在产品过程中比较成熟地使用仿真模拟技术的企业也不多,所以将现代产品设计方法学与仿真模拟技术相结合的研究成为一个真空地带也就不足为奇了。但是,在电子^[111]、国防^[112, 113]、机械^[114-119]、化工^[120]等领域,相关的研究在近年来逐渐成为研究热点之一。尽管这些研究的对象不是制冷空调装置,但可以为制冷空调领域的同类研究提供很好的借鉴。

1.3 稳健设计方法的发展现状概述

随着经营理念的不断进步,企业逐渐认识到设计是保证产品质量的源头,把产品质量由以往靠产品检验和生产过程控制来保证逐渐发展到从产品质量设计入手,从根本上确立产品的优良品质。围绕产品质量形成的关键阶段发展了很多方法,例如可靠性设计方法、稳健设计方法、六西格玛方法等现代产品设计方法。

稳健设计是一种基于不确定因素来优化产品质量的重要方法^[123]。不确定因素在现实生活中普遍存在,Beyer和Sendhoff^[125]在总结文献的基础上将其划分为四类:①变化的环境和运行工况,如温度和湿度;②制造公差和执行机构的不精确性;③系统输出的不确定性,如测量误差和所有类型的模型误差;④可行性的不确定性,如设计变量必须遵循的约束条件。传统设计思想认为:只有质量最好的元器件才能组装成质量最好的整机,只有最严格的工艺条件才能制造出质量最好的产品,总之成本越高,产品的质量越好,可靠性越高。而稳健设计思想认为,成本越高,并不一定质量越好。产品要提高抗干扰能力,达到设计目标主要取决于各种设计参数的搭配。设计参数搭配不同,不仅产品输出性能不同,而且产品输出性能的波动大小也不同。稳健设计就是要研究如何通过调整设计参数的水平组合并控制其容差使可控因素、不可控因素与设计值发生偏差时仍能保证产品的质量。

稳健设计思想的萌芽最早始于第二次世界大战后的日本,山口玄一于 20 世纪 70 年代创立了以试验设计、质量损失函数和信噪比(S/N)为工具的田口方法,确立了稳健设计的基本原理,并将稳健设计方法广泛地应用于各种实际工程问题^[126-128]。田口方法在日本电子、化工、钢铁、纺织、汽车等行业被广泛应用,产生了巨大的经济效益,成为二战后日本工业迅速发展的一个重要因素。田口方法的成功应用也受到了欧美国家的学术界和工程界的密切关注,使得该方法在较短的时间内得到了迅速发展,取得了诸多研究和应用成果。

1.3.1 稳健设计的基本原理

在研究稳健设计前,首先要了解如何描述产品质量?对一般工业产品来说,产品质量是通过对产品特定功能的测定数值来评定的,这一数值称为产品的质量特性值,如制冷量和功率可作为制冷空调装置的质量特性值。此外,产品的质量特性值有统计性质,它并非与目标值完全一致,而是存在偏差和波动的。如图 3 所示,对某质量特性来说,除了目标值外,还存在质量特性的上规格限 USL 和下规格限 LSL,产品质量特性值在上下规格限之间为合格产品,超出为不合格产品。图 3 中有三个

产品 A、B 和 C。虽然 A、B 都在合格范围内，但是它们的质量显然是不同的，A 由于更接近目标值而质量更好。B、C 虽然一个在规格限内，一个超出规格限，但由于其质量特性值很接近，也不能说它们的质量存在明显区别。所以，要研究产品的质量设计，就要意识到这种偏差和波动的存在，并找到合适的指标来统计产品的质量。

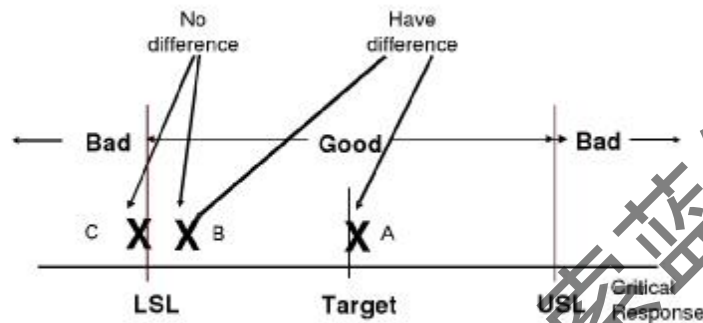


图 3 产品质量的描述

Figure 3 Description of product quality

稳健设计有两大目标：一是使产品质量特性的均值尽可能达到目标值。这个目标可以通过改变系统设计或者调整设计参数的均值来实现；二是使由于各种干扰因素引起的质量特性值波动的方差尽可能小。这个目标可以利用产品质量特性值的非线性效应，通过选择系统参数的最佳组合，使质量特性波动最小；也可通过减小设计参数的容差来缩小输出特性的方差，但是减小容差意味着采用高性能的材料或者高精度的加工方法，需要提高成本，所以还要综合各参数波动对产品质量特性贡献的大小，从经济性角度确定设计参数的容差。

产品质量设计模型包含的四大基本要素。如图 4 所示：信号因素 y_0 （输入）、设计参数 x 、噪声因素 z 和质量特性 y （输出）。信号因素是产品质量特性所需要达到的目标值及其所限定的容差 $[\Delta y^-, \Delta y^+]$ ，容差即质量特性的上规格限 USL 和下规格限 LSL。对制冷空调装置来说，制冷量和功率的额定值可以作为质量特性的目标值。在额定工况下，制冷量是越高越好，往往只定义下规格限；功率是越低越好，往往只定义上规格限；具体的规格限可以参考国家相关标准来确定。设计参数是设计中所需要确定的参数 x ，如换热器的结构参数、风机风量、毛细管或短管的匹配尺寸、系统制冷剂充注量和压缩机的型号等。在设计中不仅要确定设计参数的名义值 \bar{x} ，还要确定它们的容差 $[\Delta x^-, \Delta x^+]$ 。对于噪声问题，制冷空调装置的噪声可能来自于

制造过程中，也可能来自于安装过程中。由于噪声因素往往是不可控制的，或可控的成本很高，最好的方法是通过控制设计参数 x 来减小输出特性 y 的方差。

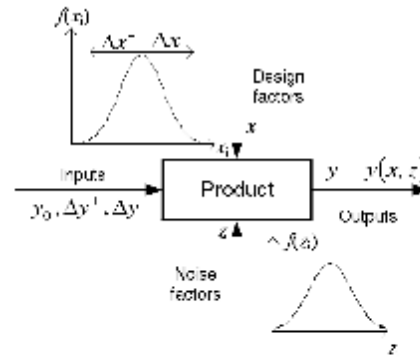


图 4 产品质量设计图解模型

Figure 4 Model of product quality design

评价产品稳健性和质量设计水平有两个指标：信噪比(S/N)和设计能力指数(C_p 和 C_{pk})。信噪比由田口玄一(Genichi Taguchi)提出^{[106][138]}，用于评价参数组合的优劣。信噪比越大，说明混在信号里的噪声越小，产品越稳健。信噪比有望大、望小和望目三种形式，其定义见表 2。对制冷空调装置而言，一般采用望大作为优化目标。

表 2 信噪比的定义

Table 2 Definition of S/N

优化目标	定义
望大 (Larger is better)	$S/N = -10 \cdot \log_{10} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{1}{y_i^2} \right)$
望小 (Smaller is better)	$S/N = 10 \cdot \log_{10} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i^2$
望目 (Nominal is best)	$S/N = 10 \cdot \log_{10} \frac{1}{N} \left(\frac{S_m - V_e}{V_e} \right)$ $S_m = \frac{1}{N} \left(\sum_{i=1}^N y_i \right)^2, V_e = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2$

设计能力指数 C_p 和 C_{pk} ，用于评价产品质量的优良性。 C_p 用于刻画对称的正态分布，其定义见式(1)。式中，USL为质量特性的上规格线，LSL为质量特性的下规格

线, σ 为质量特性值的总体标准差, 可当作评估产品性能波动大小的统计量。为了将均值的偏差考虑进来, 还引入了非对称分布的指数 C_{pk} (图 5), 其定义见式(2)。对制冷空调装置的质量特性来说, 如制冷量和功率, 由于仅存在单侧的规格限, 所以只需采用 C_{pk} 作为评价指标即可。

$$C_p = \frac{USL - LSL}{6\sigma} \quad (1)$$

$$C_{pk} = \min \left\{ \frac{USL - \mu}{3\sigma}, \frac{\mu - LSL}{3\sigma} \right\} \quad (2)$$

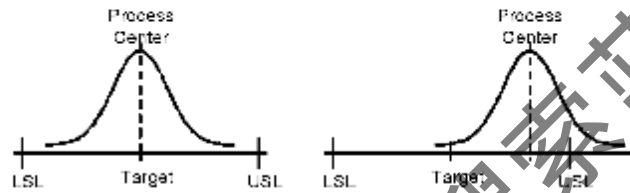
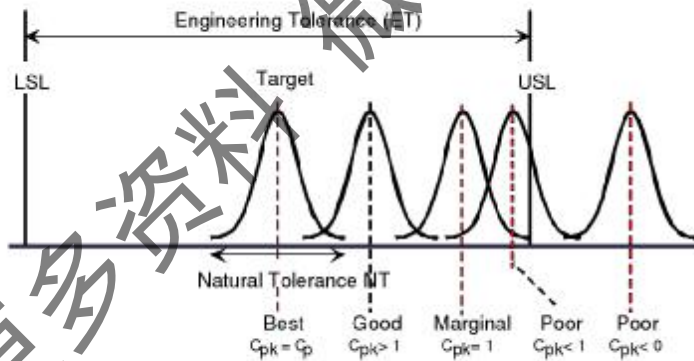


图 5 对称/非对称正态分布

Figure 5 Uniform/non-uniform normal distributions

图 6 设计能力指数 C_p/C_{pk} Figure 6 Capability index C_p/C_{pk}

设计能力指数 C_p 和 C_{pk} 对产品质量的优良性刻划如图 6 所示。 C_p 和 C_{pk} 的值越大, 产品质量越好。对于上下规格限同时存在的产品质量特性来说, C_{pk} 和 C_p 越接近, 说明均值越接近目标值, 产品质量越好。例如, 如果 C_{pk} 和 C_p 接近, 但数值都偏小, 说明质量特性均值离目标值不远, 问题的关键是生产过程波动太大, 需要降低参数

容差或减小噪声。如果 C_{pk} 和 C_p 相差悬殊,但数值还算满意,则说明生产过程波动尚可,问题的关键是要调整参数水平设置,使均值接近目标值。

1.3.2 国内外稳健设计的发展

稳健设计方法从田口方法开始,无论是理论还是实践,取得了很大的发展。近年来,国内外关于稳健设计的综述文章对相关进展做了较为全面的总结^[118, 123-125, 130-139]。根据所采用的理论,稳健设计主要可以分为以下四类方法:

1) 以经验或半经验设计为基础的传统稳健设计方法。这类方法包括田口方法、响应曲面法(RSM)及双响应曲面法^[129, 140-142]、广义线性模型法(GLM)^[143-145]等。这类方法以试验设计为基础,实验以拟合数学模型为目的,最佳参数的组合则通过理论计算得出。这类方法虽然实验次数减少,但对试验中所缺失的数据非常敏感,所得结果可能出现较大误差。对非线性程度高的模型需要大量试验,由此造成结果的准确度不高。

2) 以工程模型为基础与优化技术结合的稳健优化设计方法^[122]。这类方法的实质是对传统稳健设计方法、特别是田口方法的数学表述诠释。主要有容差多面体法^[146]、灵敏度法^[148]、变差传递法^[149]、随机模型法^[130]以及基于成本-质量模型的混合稳健设计法^[30]等。其中:①容差多面体法,其核心是寻求一个能嵌入设计空间中设计变量及其最大容差所定义的多面体,多面体的中心即是所求的稳健设计解;②灵敏度分析法,其核心是对于 $y = f(x, z)$ 而言,在不考虑设计变量容差的前提下,通过选择合适的 x 使得 $f(x, z)$ 对干扰因素 z 的灵敏度最小,此法优点是能够方便、迅速地找出需调节变量的范围或方向,缺点是没有考虑设计变量公差,因此实际应用时常和其他方法联合运用;③变差传递法,其指导思想是考虑设计变量和噪声变量的变异引起约束条件的变差,在新的可行域内寻找稳定解。此法优点是初始方案可以是不可行解,且优效率较高,缺点是要求数学模型有连续可微性和不太高的非线性,只适用于当设计变量和干扰变量变差较小的情况,一般为2%~3%。④随机模型法,是针对可能产生误差的参数,让计算机有规律地产生大量随机数来模拟实际运转情况,最后以输出结果作为实际试验结果来进行评价分析。这种方法可以大大节省时间和试验费用,而且避免了试验失败带来的经济损失,是很有前途及推广价值的。其中蒙特卡洛模拟方法(Monte Carlo Simulation)是一种重要的随机试验方法。⑤基于成本-质量模型的混合稳健设计法,对机电产品来说,容差越小虽有利于提高产品的质量,但会大大提高部件的制造费用或采购费用。目前对容差设计出现二种并行发展的趋势:一是根据产品质量的稳定性来确定设计变量的容差,二是根

据制造费用确定容差的分配。将上述两个问题结合起来就是基于成本-质量模型的混合稳健设计。

上述方法都将稳健设计与优化方法相结合来解决问题。现有方法多是在单一的目标下求解，对于一般的稳健优化设计，至少要考虑两个目标：性能均值的最优和性能偏差的极小化。而且实际工程问题常常是多目标多约束且各目标相关的复杂系统，因此多目标的稳健优化设计成了另一个研究热点。尽管稳健优化设计的多目标特性得到普遍的承认，但是为了方便解决问题，稳健优化设计的单目标问题仍然常被采用。如利用线性加权法把目标函数结合起来作为稳健优化设计的单目标函数。

3) 公理化稳健设计方法。在产品的设计过程中，概念缺陷和使用缺陷会导致产品质量和可靠性的降低。使用缺陷可以通过减少变异来减少或避免。而在产品开发过程中，由于缺乏一种系统化的设计方法，概念缺陷通常被忽略。传统的“设计-试验-修改-再试验”的事后救火方法，只会造成产品的高成本和长交工期。因而必须运用系统化的设计理论（如六西格玛设计方法）为设计提供一个理论框架，按照合理的流程，设计一个健壮的产品。

4) 模糊稳健设计方法。基于随机假说并以数理统计、概率论为数学基础的稳健设计方法与工程实际存在一定差距。因此，近年来研究者在稳健设计的理论研究中开始考虑工程实际中普遍存在的模糊因素以及其他不确定因素，将稳健设计与模糊理论相结合，提出了模糊稳健设计方法^[160]。

综上所述，自上世纪 80 年代以来，田口方法开始受到我国学术界和质量管理部门的重视。1984-1992 年，国人先后出版了一些介绍田口方法的译著和论著^[160-162]。2000 年以后，稳健设计方法研究在国内形成了一个热潮^[111, 118, 122, 132-136, 138, 141, 142, 150, 153, 158, 163-170]。其中，研究者多集中于管理学领域，主要是方法论方面的研究。真正的工程领域的研究者还比较少，深入的工程应用研究更少。

1.3.3 稳健设计在热工程中的应用

自田口方法出现后，稳健设计不仅在理论上得到了快速的发展，而且得到了广泛的应用，在许多行业均取得了良好的成效。考虑到制冷空调系统或产品的性能设计属于热工程的一个分支，本节针对稳健设计在热工程中的应用进行简要的述评。

换热器的稳健设计研究。何叶^[163]对一种用于激光二极管阵列组散热的层脊式微通道冷却器的设计进行研究，设计过程中引入 CFD 仿真方法获取了稳健设计中所需要的设计原始数据。为提高设计效率，通过商用软件 GAMBIT 和 FLUENT 的脚本文件编制专用程序实现了稳健设计过程的自动化，大大缩短了设计周期，得到了使冷却

器冷却性能及其稳健性均较优的两个关键几何参数和一个运行参数流速的值。杨海等^[168]采用类似的技术路线对硅基微通道热沉进行了优化设计。Sahin^[171]采用田口方法指导实验设计(DOE),确定了一种换热器的最优设计参数。Clarke et al.^[172]使用蒙特卡洛模拟研究了换热器设计对工质的高温物性性质估算误差的敏感性和不确定性。该方法可以确定哪些物性参数在何时会在换热器的误差传递中起到重要作用,并且该方法可用于研究换热器性能的不确定性以及此类误差对换热器成本的影响。Prasad et al.^[173]针对一种套管式换热器,对由于进口温度和总换热系数的不确定性带来的温度响应的不确定性进行了估计。结果表明:进口温度的不确定性的影响很大,而换热系数的不确定性的影响较小。Wang和Lee^[174]将稳健设计与妥协DSP(compromise decision support problem)优化方法结合起来,将设计参数分为公共平台参数和非平台变量两类,对一个系列的翅片管蒸发器进行了稳健优化设计,完成了包括成本最小化、翅片效率最大化、差异最小化在内的多目标优化。Abdelaziz和Radermacher^[175]基于换热器模型,采用蒙特卡洛方法模拟了一种新型的水管循环考虑制造公差和水流量分配不确定性的情况下的性能分布。仿真结果显示了换热器结构和流动的不确定性导致换热器性能的下降。

系统的稳健设计研究。薛赛男^[156]使用商业优化软件modeFRONTIER和流体计算软件STAR-CD对某冰箱进行整体优化。根据设计变量和设计要求,用较少的计算次数得到了三目标优化的帕累托解集,并根据实际需要从中选择了最优解。避免了简化多目标优化的漏解问题。Houwing et al.^[176]通过系统仿真研究了不确定性因素对住宅能源源和微型热电联供系统的设计和运行的影响。Smith et al.^[177]在输入和模型数据含有不确定性的情况下对一个冷热电联供系统模型进行了分析。由于有些输入参数(例如热负荷、天然气价格和电价)的波动不总是已知的,而发动机性能的不确定性也很难被量化,该研究就不确定性的估计提出了务实方法。最后该研究通过实例分析了模型输入的不确定性对一次能耗、运行成本和二氧化碳排放量预测的影响。Comakli et al.^[178]应用田口方法指导实验设计,确定了R22和R404A混合工质在热泵中使用的最佳工况。该研究发现对系统COP和制热效率影响最大的参数是冷凝器的空气进口温度。Comakli et al.^[179]采用相同的方法又研究了R22和R407C混合工质在热泵中的应用。

建筑能量管理方面的稳健设计研究。de Wit和Augenbroe^[180]研究了建筑热性能计算中的不确定性因素及其对设计决策的影响。研究集中于能量使用、热舒适性、暖通空调系统设计等方面,特别是热舒适性。Corrado和Mechri^[181]将不确定性和敏感性分析用于建筑能量评级。该研究指出能量评级的精度取决于数学模型的详细程度和

输入数据的置信度。该研究考察了由气象数据、围护结构数据和建筑使用数据构成的129种输入数据。采用蒙特卡洛方法评估了建筑能量需求的置信度区间和能耗级别的不确定性。对建筑热平衡项进行敏感性分析,以确定影响模型输出不确定性的最重要参数集。结果表明,设备的能量评级受输入数据不确定性的影响很小,而运行能量评级对于设备评级非常重要,这说明了用户行为对建筑能耗的影响更大。此外,结果显示129种输入数据中只有不到10种对能级的不确定性有显著影响。Broesch和Janssens^[182]通过建筑能耗仿真对包含输入不确定性的夜间自然通风的性能进行了预测。仿真中采用了不确定性和敏感性分析方法。

其它相关研究。Macdonald和Clarke^[183]针对目前流行的诸如微分法、因子法和蒙特卡洛模拟都需要通过多次、甚至很多次仿真计算来确定模型不确定性的统计量的问题,提出将不确定性因素应用于能量守恒方程,从而只要通过单次仿真计算就能定量计算不确定性因素的影响。Wang et al.^[184]将田口方法和CFD数值模拟结合起来对带噪声罩的空心电抗器的自然对流冷却特性进行了研究,获得了最佳的设计参数。Yadav^[185]针对热流体研究领域内与热测量误差和不确定性相关的数据分析问题进行了文献综述。

总结相关研究,可以得出以下主要结论:1) 部件设计研究、特别是换热器研究较多,系统设计研究较少。即便是系统设计研究,涉及的设计参数也很少,与实际系统设计不符。2) 由于热工程领域的数学模型发展较为完善,所以用仿真模拟代替实验的“低成本”研究的占绝大多数。特别是制冷系统和建筑能量管理方面的稳健设计,由于参数多、实验成本高,采用仿真模型代替样机试验是必然趋势。3) 多数研究者意识到了参数的不确定性和敏感性对研究对象性能的影响,但是只有极少数研究者采用了较为系统的稳健设计理论及工具来分析或解决问题,而现代稳健设计必须适应设计过程数字化这个时代的基本特征,着重研究与发展基于模型的稳健优化设计。4) 研究人涉及到了参数的重要性筛选和敏感性分析,几乎没有研究涉及重要参数的容差设计,而现代稳健设计必须把质量与成本紧密联系起来,需要研究产品成本的估算方法,通过稳健设计以获得高质量与低成本的产品,适应市场竞争的需求。5) 在制冷空调装置设计领域的相关研究还很少,而系统设计方面的研究尚未见报道。

1.4 本文研究的目标和主要工作

根据对制冷系统仿真模拟技术和稳健设计方法的研究现状分析,本文提出了基

于仿真的制冷系统稳健设计方法。本文研究的主要目标构建仿真理论与产品质量设计方法相结合的制冷系统优化新模式。本文工作的技术路线如图 7 所示，主要将围绕以下几方面展开：

- 1) 通过比较基于试验的传统稳健设计方法和基于仿真的传统设计方法，提出基于仿真的制冷系统稳健设计方法，并阐述其流程和实现方法。建立适合制冷系统稳健优化设计的四大功能模块，即影响因子分析模块、稳健参数优化模块、设计能力分析模块和参数容差优化模块，从而实现稳健设计方法理论与制冷系统仿真模型的结合，建立制冷空调装置综合质量设计优化平台，该平台除了传统的性能预测功能外，还需要对制冷空调装置质量进行预测和优化。
- 2) 结合稳健设计对制冷系统仿真模型提出的要求，建立基于机理模型的部件与系统仿真模型，并进行实验验证，以获得兼顾通用性与准确性的制冷系统仿真模型。涉及的部件模型包括风冷翅片管换热器模型、压缩机模型、毛细管或短管模型。为了提高仿真精度并保持模型的通用性，压缩机模型采用基于效率损失的神经网络模型，毛细管或短管的流量模型采用基于均相流模型的无量纲参数的神经网络模型，风冷翅片管换热器模型采用考虑换热管实际连接方式的三维模型。此外，仿真模型要能够适合多种输入输出参数的组合，求解灵活多变。
- 3) 以翅片管蒸发器为部件研究对象，在部件层面上研究基于仿真的稳健设计方法。研究工作将分以下几个方面展开：①利用正交试验分析方法对换热器设计参数进行筛选和排序；②利用稳健参数优化方法确定设计参数的搭配水平；③利用随机模型方法计算换热器性能的均值和波动分布，预测换热器的质量指标；④讨论提高换热器质量等级的方案；⑤验证换热器稳健设计方法的可靠性。
- 4) 以轻型商用空调为对象，在系统层面上研究基于仿真的稳健设计方法。研究工作分几个方面展开：①探讨在部件噪声矩阵的干扰下，系统设计参数的优化与匹配；②利用随机模型方法计算系统性能的均值和波动分布，预测空调器的质量指标；③建立空调器的成本模型和质量损失函数；④对系统中的关键部件容差进行优化设计；⑤验证制冷系统稳健设计方法的可靠性。

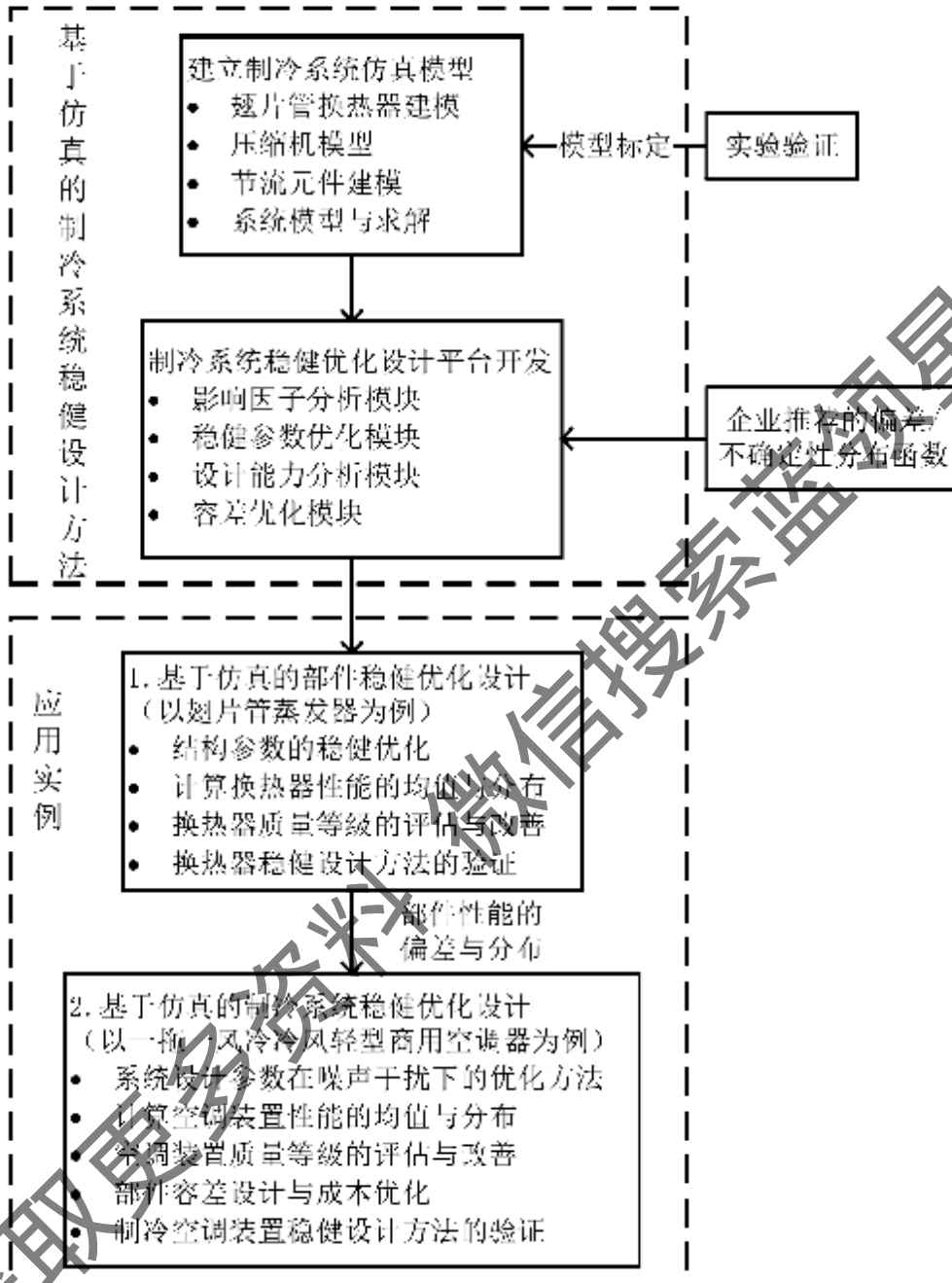


图 7 本文研究的技术路线

Figure 7 Technical roadmap of this dissertation

第二章 基于仿真的制冷系统稳健设计方法原理

进入二十一世纪,企业越来越重视产品的质量与价格,先进的产品设计方法体系被越来越多企业采用,但其应用主要是基于试验。同时,在过去的几十年中,仿真技术在制冷空调的系统匹配、控制设计等方面有广泛应用,却还没有和产品设计方法学很好地结合。本章将主要围绕基于仿真的制冷系统稳健设计方法的提出和实现这两方面进行阐述,并讨论稳健设计方法应用对制冷系统仿真模型的要求。

2.1 基于仿真的制冷系统稳健设计方法的提出

本文提出的基于仿真的制冷系统稳健设计方法是一种基于噪声扰动的制冷系统优化的新方法。该方法的提出与企业应用制冷系统仿真模拟技术的需求紧密联系,具体来说:

首先,制冷系统的仿真模拟技术虽然发展了很多年,但基于仿真并没有一套方法来帮助我们完成最终的产品优化设计。仿真模拟技术的应用与企业的需求还存在脱节。目前仿真模拟的应用形式多为用户输入参数,预测系统性能,仅仅是一个虚拟的试验台;但企业需要的不仅仅是试验台,他们更需要的是一个解决方案。例如,如何设定参数及其组合,系统的性能才能达到最优呢?通常这个矛盾是由设计人员不断试算和分析来解决,本文的研究是希望能够借助产品设计方法学将这一过程自动化、标准化,以帮助仿真模拟技术在企业得到更好的推广和应用。

其次,系统还处于真实存在的各种扰动中,传统的仿真模型输入的是设计参数的均值,而实际上设计参数是一个分布,由均值和偏差构成。举例来说,同一个压缩机制造商生产的一个批次的压缩机,即使在相同的测试工况下,制冷量和功率的波动也可以达到 1%~3%;换热器的制造中也存在各种扰动,如胀管给换热管性能带来的波动甚至可高达 30%;毛细管的内径由于测量误差等会产生波动,即使波动很小,对系统也存在较为显著的影响。如图 8 所示,部件性能输出呈现的分布特性将最终导致系统性能输出呈现分布特性。按房间空气调节器的国家标准^[189]规定:在额定工况下,空调器的实测制冷量不应小于额定制冷量的 95%,实测功率不应大于

额定功率的 110%。这也说明空调器的性能波动是真实存在的，也是允许的，但其波动必须控制在一定规格限之内。各个设计参数的波动与厂商的制造水平相关，波动越小，制造精度就越高，但价格也更贵。在各种扰动、噪声真实存在的现实中，如何确定设计参数的水平组合，如何根据系统性能波动和成本的限制，进一步确定设计参数允许的波动范围，从而帮助我们选择适合的供应商，是稳健设计方法需要解决的问题。

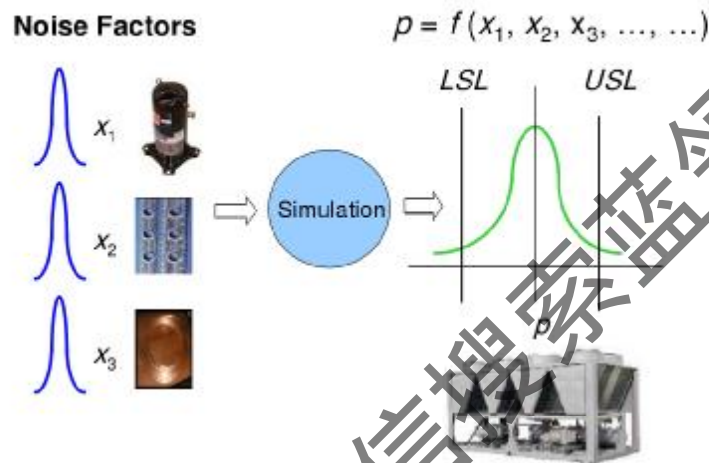


图 8 制冷系统性能的波动来源

Figure 8 Variation source of refrigeration system performance

最后，传统制造企业都是通过不断抽取实际产品的样本来获得产品性能的波动数据，但这种“设计-试验-修改-再试验”的事后救火方法对提高产品的质量设计帮助很小，越来越多的企业希望在产品制造之前的设计阶段就能预测质量特性的波动情况，并在设计中控制这种波动。这种目的是无法通过试验来完成，只能和制冷系统的仿真模拟技术结合起来，发展基于仿真的制冷系统稳健设计方法，才能从源头上保证产品的质量。

本文提出的基于仿真的制冷系统稳健设计方法是传统稳健设计方法之一的田口方法体系的拓展，既保留了田口方法的优点：如通用性强、适合复杂模型的求解、适合带约束甚至离散设计参数的优化、利于逐步校验与分析等；又将工程模型引入稳健优化设计，将现实中存在的不确定因素和设计参数的波动以概率分布的形式输入制冷系统仿真模型，并结合随机模型方法实现了设计阶段对产品质量的预测和优化，克服了传统方法无法预测产品质量及其波动的弱点。

表 3 比较了基于仿真的传统设计方法和基于仿真的稳健设计方法，可以发现基

于仿真的制冷系统稳健设计方法是对现有仿真模拟技术的补充与扩展。

表 3 基于仿真的传统设计方法和稳健优化方法的比较

Table 3 Comparison of model-based traditional design and robust design

方法	特点
基于仿真的传统设计方法	<ul style="list-style-type: none"> • 只能用于设计参数的均值 • 只能求得质量特性的均值 • 无干扰、无噪声的参数设计 • 无法预测产品质量指数，进行质量的设计和控制
基于仿真的稳健设计方法	<ul style="list-style-type: none"> • 可以同时设计参数的均值和容差 • 可以同时求解质量特性的均值和分布 • 可以进行带噪声的参数设计，更接近实际情况 • 可以预测产品质量指数，在设计阶段进行质量设计和控制

基于仿真的制冷系统稳健设计方法的提出与企业提高产品质量、降低产品成本的要求相符。目前，在其它行业中，稳健设计方法的应用主要是基于试验，试验的目的是拟合响应曲线。实验方法耗费人力、物力、财力且延长了开发时间。除此之外，还有如下原因使实验方法难以在制冷空调装置中发挥作用：①基于实验方法的稳健设计必须知道变量的大致范围，这在制冷系统的优化中无法完全预知。②制冷系统的设计参数太多，如果只通过实验方法来求参数均值和容差的优化，试验成本将是无法承受的。③虽然在理论上可采用回归响应曲面的方法，利用有限的试验次数得出响应曲面模型，然后通过响应曲面来优化系统，但实际上由于制冷系统的非线性强，参数多，响应曲面法的精度较差，对某一部件的设计可以尝试，但若涉及到整个系统的优化则非常困难。因此，在制冷空调行业，实验方法更多地用来验证系统设计，而非优化系统设计。相比之下，实验方法的上述缺点通过制冷系统仿真技术可以很好地被克服。虽然仿真技术自身也存在不足，例如模型的准确性和计算的稳定性，但是一旦模型得到了充分验证，仿真技术就可以帮助我们更深入地研究稳健设计方法在制冷空调产品或系统设计上的应用，而这种研究可以大大缩短产品开发周期、降低产品开发成本、提高产品质量。所以，发展基于仿真的制冷系统稳健设计方法极具必要性和重要性。

基于仿真的制冷系统稳健设计方法的提出，其充分性主要体现在技术上的可行性，即实现这一方法的技术条件是否已经具备。这需要从以下三个主要方面来进行

分析、①仿真技术的成熟度。仿真技术的成熟度主要体现在模型的正确性与准确性、算法的快速性与鲁棒性、以及仿真软件的易用性与通用性。在第一章的仿真技术现状综述中,作者已经指出面向系统匹配设计的制冷系统稳态仿真技术已经比较成熟,特别是在一些大的跨国公司中已经有了长期而成功的应用经验。作者长期在世界 500 企业的研发中心从事制冷空调系统仿真的研发与应用工作,掌握了比较成熟的制冷系统仿真技术。②制冷系统仿真技术的应用条件。仿真技术的应用需要合理地理解仿真和试验技术直接的相互关系。仿真技术的出发点是设计提供一个虚拟实验室。因此,基于准确、可靠的仿真模型,各类现代产品设计方法都可以获得更为全面深入地应用。试验在其中起到标定仿真模型和验证优化结果的作用。而标定后的模型可作为虚拟试验台参与到稳健设计的各个步骤中。对于仿真技术的过分夸大与贬低都是不客观的,都会抑制仿真技术的推广应用。这方面一些大的跨国公司为我们树立了很好的榜样,随着技术交流与人才流动的加强,业内越来越多的企业逐渐能够正确认识仿真技术的作用、局限性、以及应用条件,并且越来越多地开始引进或自主研发仿真技术用于产品设计。③稳健设计的实现工具。稳健设计理论主要涉及统计学与最优化方法,当前已有不少相应的专业工具,例如 Minitab、Crystal ball、iSight、JMP 等。但是这些工具多数都是直接处理数据的,难以与制冷系统仿真模型直接对接,因此难以实现基于仿真的制冷系统稳健设计过程的自动化。在本论文研究中,采用制冷系统仿真模型与 MATLAB 连接的方法,在 MATLAB 中调用满足要求的制冷系统仿真程序并灵活应用 MATLAB 的统计学和优化工具箱,结合 MATLAB 强大的计算与界面编程功能,实现基于仿真的制冷系统稳健设计过程的全自动化。综上所述,基于仿真的制冷系统稳健设计方法的提出已具备相关的理论与方法基础,在技术上是充分可行的。

2.2 基于仿真的制冷系统稳健设计方法的实现

本章提出了基于仿真的制冷系统稳健设计方法的流程,如图 9 所示。整个稳健优化设计平台由三大部分组成:制冷系统仿真模型、基于仿真的稳健设计平台和产品数据平台。制冷系统仿真模型需要对研究对象建立仿真模型,仿真模型必须得到实验数据的充分验证才能用于稳健设计。基于仿真的制冷系统稳健设计平台分为四个功能模块,分别是影响因子分析模块、稳健参数优化模块、参数容差优化模块和设计能力分析模块。此外,还需要产品数据平台提供数据支持,如试验验证数据,成本数据,设计参数和噪声的分布数据等。流程如下:

- 在影响因子模块中通过敏感性分析筛选关键的设计参数。
- 在稳健参数优化模块中确定设计参数的均值。优化是在噪声扰动中进行，以信噪比最大为目标优化设计参数的均值及其组合。
- 在参数容差优化模块中确定设计参数的容差。建立产品的成本模型和质量损失函数，通过平衡成本和质量的关系，从经济性角度确定设计参数的合理容差。
- 在设计能力分析模块中预测产品的质量指标 C_{pk} 。输入各个部件或各个设计参数波动分布，利用随机模型方法计算产品输出的均值、标准差和分布，指导质量改进的方向。如果 C_{pk} 小于目标值，说明生产过程波动太大，需要重新设置参数水平或降低设计参数容差；如果 C_{pk} 大于目标值，则产品的质量设计已经完成，容差设计与优化在这种情况下是可选的。

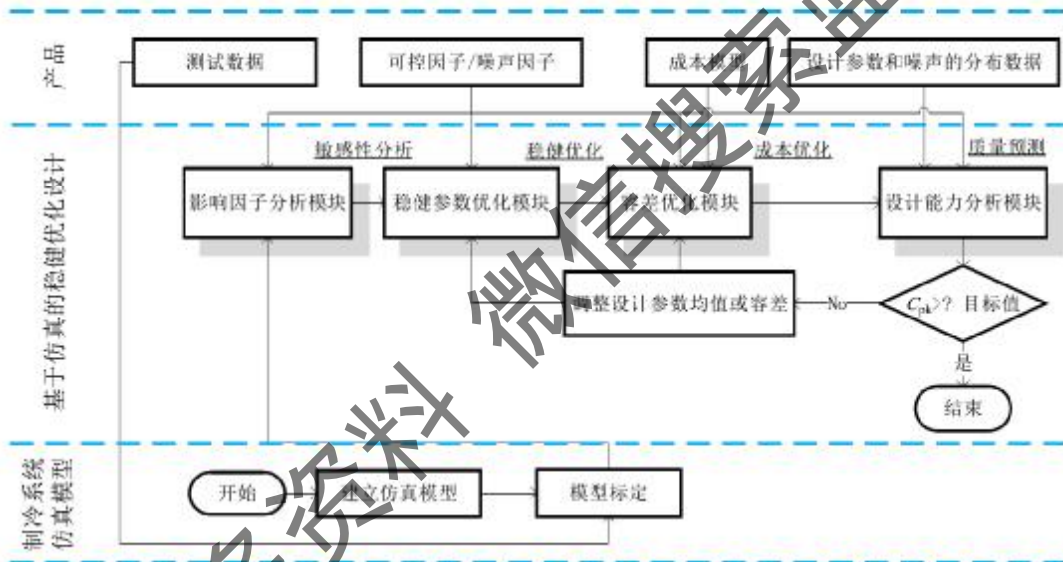


图9 基于仿真的稳健设计流程图示

Figure 9 Process of model-based robust design

本节将围绕制冷系统稳健设计中的四个功能模块，依次说明它们的实现方法。

2.2.1 影响因子分析模块的功能及其实现方法

制冷系统的稳健设计的第一步是筛选设计参数。利用影响因子分析模块能够确定重要的设计参数和它们之间的重要交互作用。其流程如图 10 所示，以翅片管蒸发器为例，选管长、翅片间距、管间距和排间距为设计参数，选蒸发温度为翅片管蒸

发器的响应变量，分析主要采用正交试验设计(DOE)进行。与传统的变量分析方法相比，经过正交试验设计的分析方法效率更高。传统分析方法一次只变动一个变量而维持其他变量不变，它无法反映由于自变量之间的联合变动产生的影响。经过正交试验设计之后，设计影响因子模块可以同时改变若干变量，并检测到重要交互作用。正交表的结果由制冷系统或部件的仿真模型计算求得。

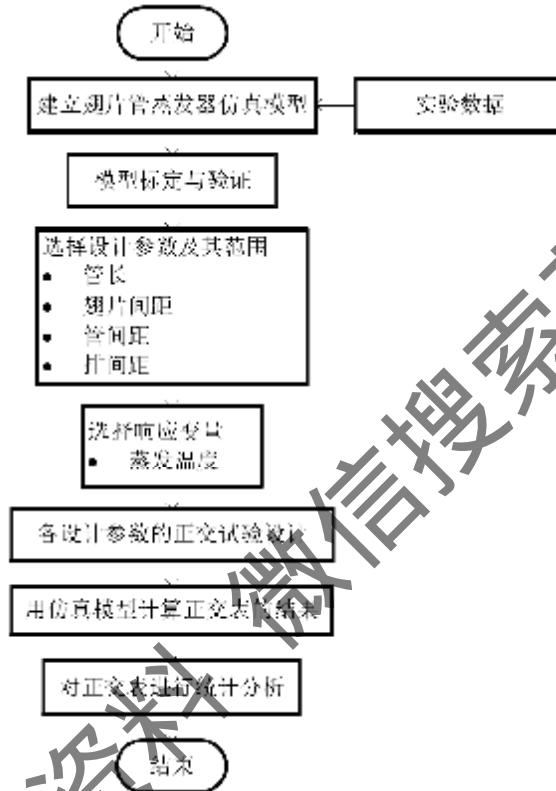


图 10 基于仿真的翅片管蒸发器影响因子分析模块流程

Figure 10 Process of model-based fin-and-tube evaporator factor analysis

正交表的结果分析在统计学上可以有多种表示方法，如主效应因子图、交互因子图和帕累托图。主效应因子图用于反映设计参数特定水平下响应变量的均值，如图 11 中点 A 表示正交试验表中，所有管长为 1000mm 试验的蒸发温度结果的平均值，所有参加筛选的设计参数对蒸发温度均值的影响在一张图中表示出来，共用纵坐标轴，既可以清楚的看出各个参数对响应变量贡献的大小和变化趋势。

交互因子图反映了设计参数两两之间的交互作用。图 12 中，如果在某设计参数的变化范围内，响应变量随另一设计参数变化的曲线互相平行，则说明这两个设计

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

Figure 11 Main effect chart

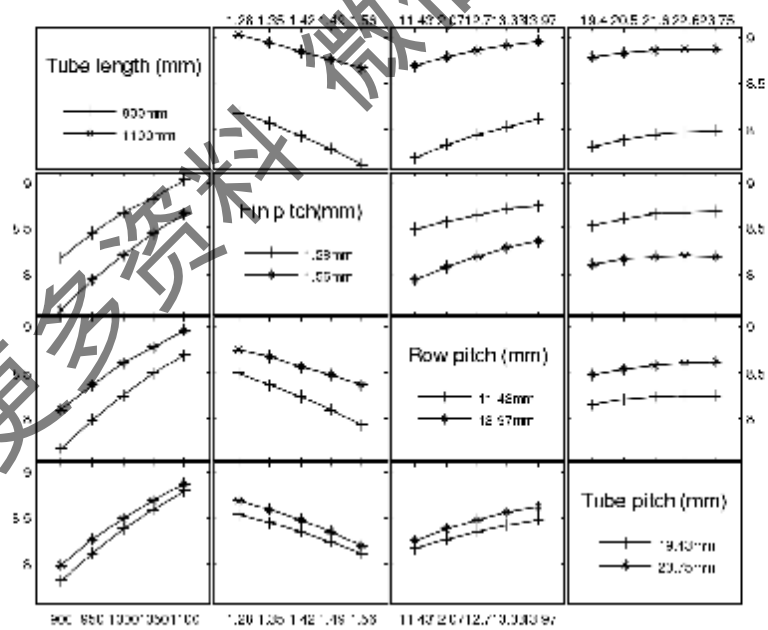


图 12 交互效应因子图

Figure 12 Interaction effect chart

帕累托图从数值上反映了各设计参数对响应变量的贡献大小，并用条形图直观地表示出来。图 13 为翅片管蒸发器影响因子分析模块自动生成的帕累托图，该图有两个纵坐标轴，左纵坐标轴表示若干个设计参数在筛选范围内变化时，质量特性均值的变化范围，右纵坐标轴代表各设计参数对质量特性均值变化的贡献率。通过帕累托图的排序结果，可以直观的筛选出重要的设计参数。

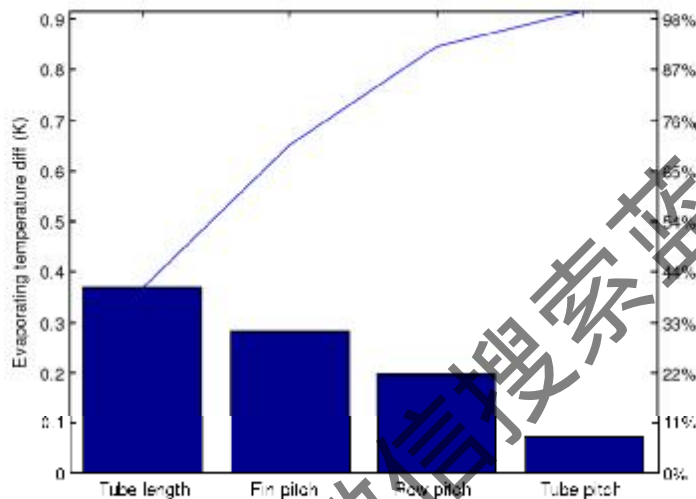


图 13 帕累托图

Figure 13 Pareto chart

2.2.2 稳健参数优化模块的功能及其实现方法

稳健参数优化模块是对通过对设计参数水平组合进行优化，来减小系统对噪声的敏感性。以翅片管换热器来说，制造和安装过程都存在很多不确定的因素，如胀管会损坏强化管的齿形和螺旋角导致换热管的性能存在不确定性，风机的安装和环境因素也会导致风量的不确定性，这些都可以看作换热器部件的输入噪声，且噪声存在一定随机性。如何在噪声的干扰下，仍能保证批量生产的换热器合格率达到要求呢？有两种方法：一种是通过优化设计参数水平组合，使换热器的抗干扰性增加；二是减小设计参数和噪声的波动，从而减小换热器性能输出的波动。第一种方法在稳健参数优化模块中实现，第二种方法在参数容差优化模块中实现。

以翅片管蒸发器为例，稳健参数优化模块可使用“乘积表”进行位置与散度的建模。为了考察设计参数不同水平搭配的效果，可在一张控制表中安排这些设计参

数，采用正交试验设计表格，此表也常被称为“内表”。为了考察噪声因子的效应，要对控制表中每个试验条件安排一个噪声表，此表常称为“外表”。这样做就相当于控制表中的每个水平组合与噪声表中的所有组合相乘构成一个乘积表。一般情况下，噪声表也采用正交表，保证点“均衡分散”。表 4 为翅片管蒸发器稳健参数优化的乘积表示例。利用翅片管换热器仿真模型预测响应变量的结果，并以信噪比最大化为目标优化可控因子的水平组合。通常信噪比有望大、望小和望目三个目标函数，以蒸发温度为响应变量时，自然是蒸发温度越高，换热器性能越好，所以选择望大目标，其计算公式见第一章表 2。

表 4 稳健参数优化的乘积表

Table 4 Tables of parameter robust optimization

噪声因子		换热器制造		外表		均值	S/N
		风量不确定性		正交试验设计表			
可控因子				响应变量质量特性			
管长 (mm)	翅片间距 (mm)	排间距 (mm)	管间距 (mm)	蒸发温度 $^{\circ}\text{C}$			
内表	正交试验设计表			仿真模拟结果		统计分析	

翅片管蒸发器的稳健参数优化功能模块的流程如图 14 所示。

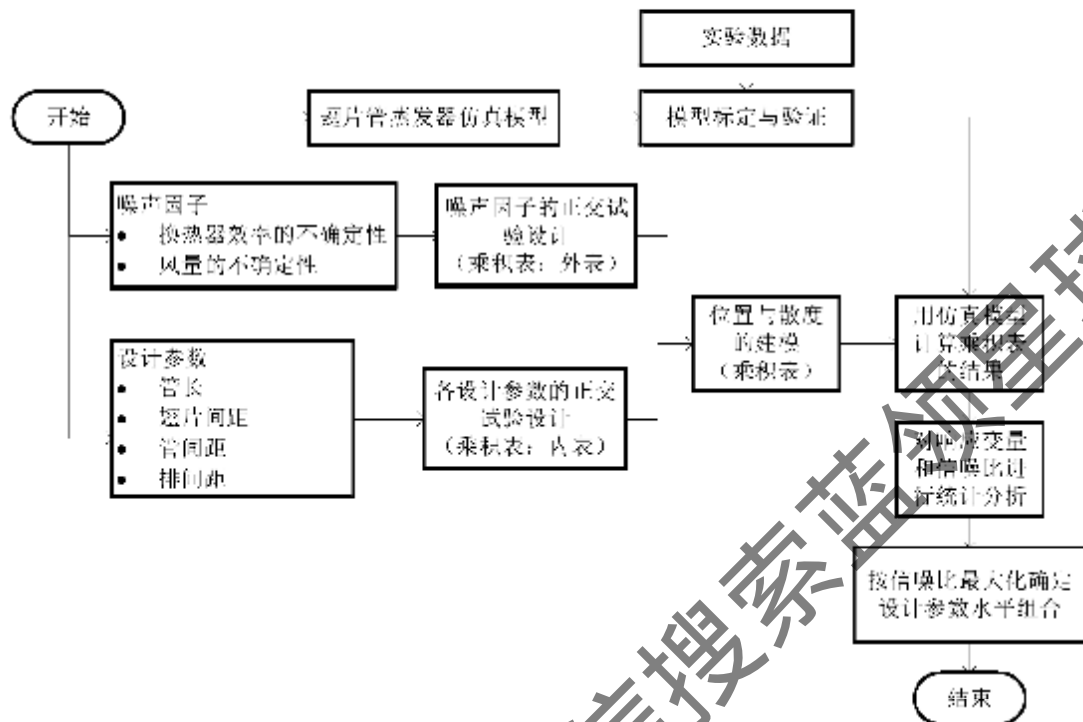


图 14 基于仿真的稳健参数设计模块流程

Figure 14 Process of model-based Taguchi parameter design

2.2.3 设计能力分析模块的功能及其实现方法

设计能力分析模块是在设计阶段计算产品的 C_{pk} 值, 从统计学角度预测产品质量特性的均值及其分布, 考查产品的质量和性能是否能满足客户需要, 明确产品质量和性能的改进方向。在质量管理理论中, 用“西格玛水平”的概念来衡量过程绩效的优劣。“西格玛水平”是将产品输出的均值、标准差与顾客要求的目标值、规格限综合起来进行比较, 最终得出产品满足顾客要求能力的一种度量指标。设计能力指数 C_{pk} 与“西格玛水平”存在表 5 中的对应关系。我们通常所说的六西格玛对应着 $C_{pk} \geq 2$, 意味着产品合格率为 99.9997%, 即每百万个产品中出现缺陷的个数只有 3.4, 而 $C_{pk} = 1$ 意味着产品质量是三西格玛水平, 即合格率为 93.3%。在传统质量标准中 $C_{pk} > 1$ 表明质量尚可, 但用高标准的六西格玛眼光来看, $C_{pk} \geq 2$ 才是理想的过程。目前, 一般企业质量水平大约是三到四个西格玛。

表 5 设计能力指数 C_{pk} 的含义Table 5 Meanings of capability index C_{pk}

西格玛水平	C_{pk}	合格率
2σ	0.667	69.1%
3σ	1.000	93.3%
4σ	1.333	99.4%
5σ	1.667	99.98%
6σ	2.000	99.9997%

设计能力指数 C_{pk} 的计算见第一章公式(2)，通常只知道产品规格限 USL 和 LSL 的取值，而产品总体的均值和标准差是未知的，因此必须通过实测样本对它进行估计。实际生产是在制造阶段通过对产品进行采样和检测来获得样本性能的标准差 s ，并用它来估计总体的标准差 σ 。而企业需要在设计阶段就了解产品的大致波动，帮助设计人员进行产品的质量设计。如何在设计阶段就获取产品质量特性的波动呢？本文提出将随机模型方法引入制冷系统的仿真模型来实现。蒙特卡洛模拟是一种重要的随机方法。它的思想是对可能产生误差的因子，让计算机有规律地产生大量随机数，相当于用随机的方式生成了大量样本，然后用仿真模型模拟实际运转情况，最后以输出结果作为试验结果来进行评价分析。其基本步骤如下：

- 1) 选择变量 x_1 ，在其分布范围内生成大量随机数；
- 2) 对生成的随机变量 x_i 反复求解方程 $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ ，保存 y 值；
- 3) 对所有 y 的结果进行统计分析，计算其均值和标准差，标准差 s 用式(3)计算

$$s = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2} \quad (3)$$

本文提出的制冷系统和部件的设计能力分析模块流程见图 15。其中的难点在于：

- 如何将现实中存在的噪声因子在仿真模型中反映出来？
- 如何选择噪声因子和设计参数的概率分布？
- 如何保证蒙特卡洛模拟的可靠性？

后续章节将给出基于仿真的制冷系统稳健设计方法的完整应用过程，这些难点也将具体应用中回答。对制冷空调装置来说，产品的质量特性只存在单侧的规格限，所以只需要统计 C_{pk} 的结果。并考察 C_{pk} 的值是否满足要求，如满足要求则不需要进行参数容差优化设计，如不满足要求，还需要重新设置设计参数的均值或容差，并结合成本模型进行优化。

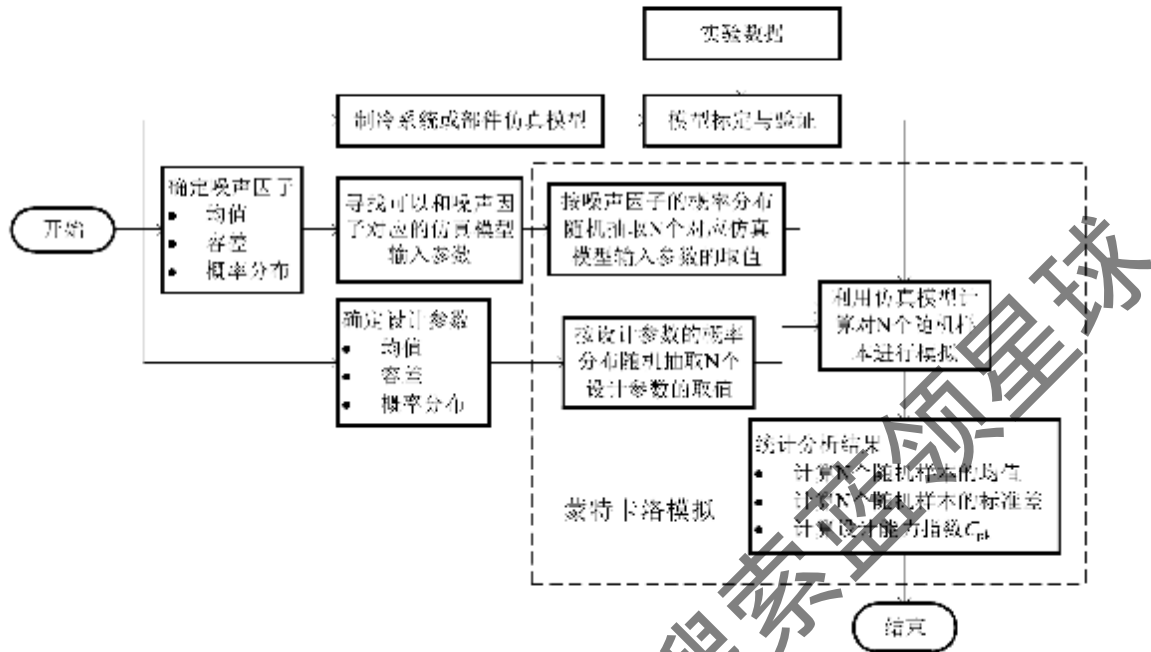


图 15 基于仿真的设计能力分析模块流程

Figure 15 Process of model-based design capability analysis

2.2.4 参数容差优化模块的功能及其实现方法

设计参数的均值确定后，应将参数自身的波动控制在一定的范围内，这就是容差优化模块的目的。容差优化设计是对各种参数寻求最佳允许误差，使质量和成本综合起来达到最佳经济效益。进行容差优化设计之前，需要具备 2 个关键因素：

产品的成本模型。一般来说，产品的成本模型和设计参数的取值相关，但事实上它还与设计参数的容差相关，这也是非常容易理解的。因为减小容差意味着采用了高性能的材料或者高精度的加工方法，自然成本越高。所以用于制冷系统稳健优化的成本模型必须和参数的容差相关。

产品的质量损失函数。设计能力指数 C_{pk} 是衡量产品的质量指标，本文提出将 C_{pk} 随参数容差变化的函数作为产品的质量损失函数。但是由前文可知， C_{pk} 是在设计能力分析模块中通过蒙特卡洛模拟来求解，而每次使用蒙特卡洛方法都需要成千上万次的抽取随机样本（即成千上万次调用制冷系统仿真模型求解），效率非常低，所以不可能直接调用设计能力分析模块来优化产品的容差，而必须建立制冷系统质量损失函数的响应曲面模型。本文提出采用中心复合试验设计与蒙特卡洛模拟结合，来获得 C_{pk} 随参数容差变化的响应曲面，并以此作为优化问题的约束条件，以产品成

本最小化为优化目标求解参数的最佳容差。参数容差优化模块的流程如图 16 所示。

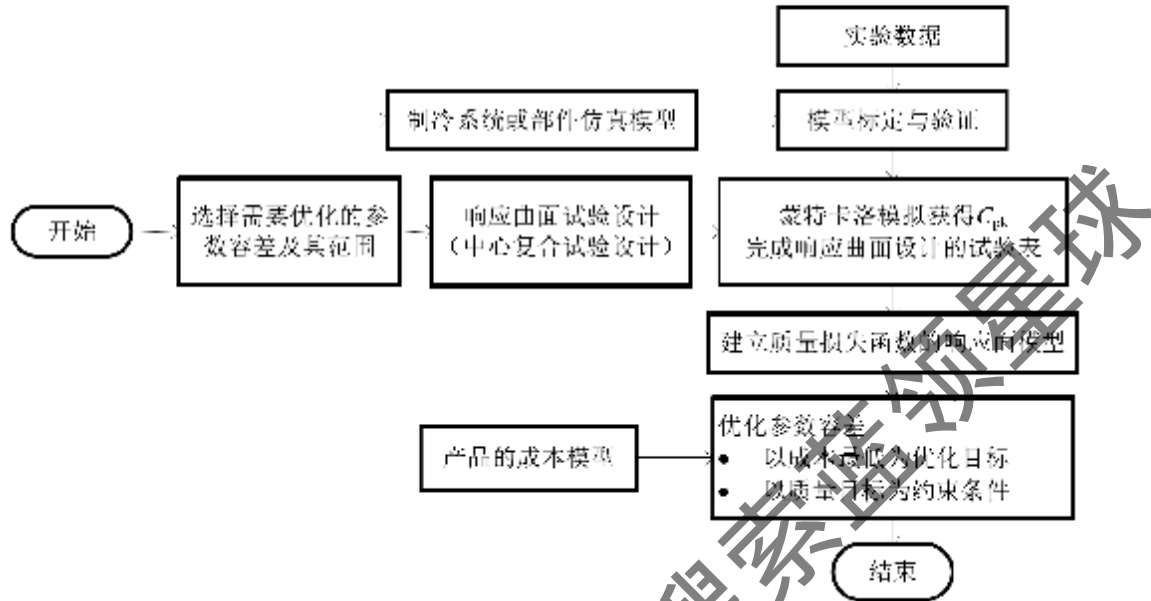


图 16 基于仿真的参数容差设计模块流程

Figure 16 Process of model-based tolerance design

2.3 稳健设计对制冷系统仿真模型的要求

直观来讲，稳健设计对制冷系统仿真模型的要求是设计参数必须是模型的输入参数，质量特性必须是模型的输出参数。此外，仿真模型还必须计算准确、稳定和快速。计算准确取决于模型的假设、关联式的选取和模型标定与验证的合理性，计算稳定与快速取决于模型的算法，总之稳健设计对仿真模型的要求要高于一般的用于产品性能预测的仿真模型。

制冷空调装置的部分和系统仿真模型的任务就是在已知边界条件的情况下，求解一系列的变量以确定部件和系统的性能。对制冷系统的仿真模型而言，边界条件为系统的运行工况，输出参数为系统的性能指标（如制冷量和功率），这些都是比较容易确定的，而且组合也相对较少。而对换热器仿真模型来说，由于换热器需要独立于系统之外单独进行稳健设计与优化，边界条件和质量特性的选择可以有多种组合。如何从系统匹配的角度出发，选择合理的模型边界条件和质量特性是稳健设计对仿真模型提出的要求。

2.3.1 合理选择模型边界条件

对部件稳健设计来说，保证部件优化与系统优化结果的一致性 is 稳健设计对部件仿真模型提出的要求。图 17(a)中给出了传统风冷翅片管换热器模型的边界条件，图 17(b)为面向稳健设计的换热器模型边界条件。具体分析如下：

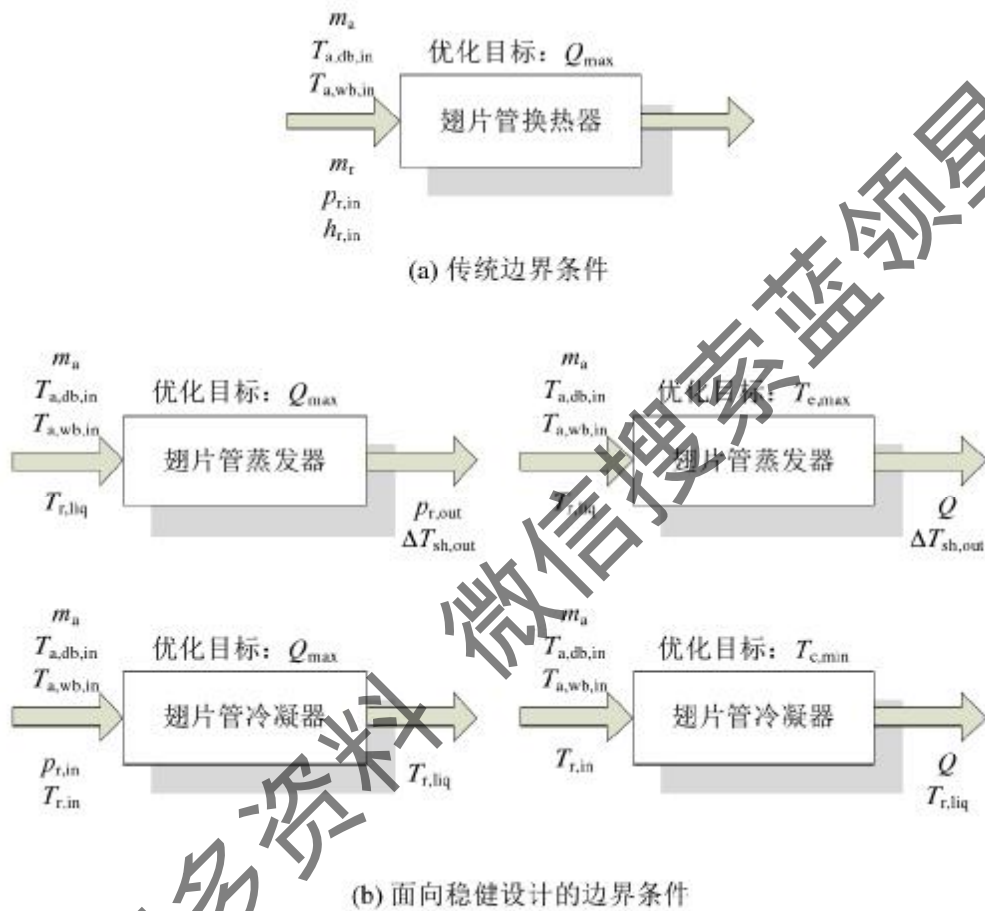


图 17 换热器模型的边界条件

Figure 17 Boundary conditions of heat exchanger model

传统换热器仿真平台的边界条件。面向制冷系统匹配设计的换热器模型的边界条件图 17(a)一般是同时给定空气和制冷剂侧的进口状态和流量。这种传统边界条件对于模型求解最直接、也最稳定。在此边界条件下优化换热器设计，优化目标一般是在压降不超过限定值的情况下获得换热量的最大值。从部件优化的角度来说，上述目标和边界条件都是可行的，但从系统优化的角度来看，则未必可行。以蒸发器

制冷剂管路连接方式的优化来说,如果优化目标为制冷量最大,按传统边界条件优化,结果可能收敛到仅有一个制冷剂支路。因为在给定制冷剂质量流量的边界条件下,从传热角度看,支路最少,管内流速最大,换热系数也最高;从流动角度看,流速增加,制冷剂侧压降增大,但压降(即饱和温降)的增加会提高换热温差,从而提高换热量。这样的优化结果与蒸发器的优化目标并不矛盾。但在实际系统中,制冷剂侧的压降会降低压缩机吸气压力,不仅会增加压缩机的功耗,还会降低压缩机的容积效率减少吸气量。可以预见系统的换热量并不会达到最大值,能效比也会降低。所以,如何基于系统性能最优来综合考虑换热器仿真平台的边界条件是非常重要的,只有这样才能保证部件优化与系统优化结果的一致性。

面向稳健设计的换热器仿真平台边界条件。为了全面表述本研究所采用的翅片管换热器仿真平台,下面分别列出了蒸发器和冷凝器模型的边界条件和优化目标,见图 17(b),并附以说明。

对蒸发器而言,要使部件优化与系统优化结果有一致性,压缩机的吸气状态必须包含在模型的边界条件中或优化目标中。因此可以有二类边界条件,它们效果是相当的:

①边界条件为给定制冷剂出口状态($p_{r, \text{out}}, M_{r, \text{out}}$)和阀前温度($T_{r, \text{in}}$),优化目标为制冷量最大。显然,压缩机的吸气状态(即制冷剂出口状态)已经包含在边界条件中。这类边界条件的优点是无需压缩机模型提供流量信息,缺点是模型求解不是最直接的,迭代层数会增多;

②边界条件为给定制冷剂阀前温度,出口过热度和制冷量,优化目标是蒸发温度(指出口压力对应的饱和气体温度或露点温度)最高。显然,压缩机的吸气状态已经包含在优化目标中。这类边界条件的优点是边界条件中包含的制冷量是设计目标之一,而优化目标是蒸发温度。这符合制冷系统运行规律,即制冷量主要由压缩机决定,而换热器通过决定系统运行的高低压来决定系统的能效比,此外这类边界条件非常容易确定,同样也无需压缩机模型提供流量信息,缺点是模型求解迭代层数多。

对冷凝器而言,要使部件优化与系统优化结果有一致性,压缩机的排气压力和冷凝器出口液体温度必须包含在模型的边界条件中或优化目标中。因此可以有二类边界条件,它们效果也是相当的:①边界条件为定制冷剂进口状态($p_{r, \text{in}}, T_{r, \text{in}}$)和出口液体温度($T_{r, \text{out}}$),优化目标为换热量最大;②边界条件为给定制冷剂进口温度($T_{r, \text{in}}$),出口液体温度和换热量,优化目标为冷凝温度最低。

2.3.2 合理确定质量特性

一般来说,评价换热器性能的参数主要是换热量和换热器两侧流体的压降,它们都可以作为备选的质量特性。稳健设计就是优化输出质量特性的分布,质量特性越多意味着优化目标也越多,问题也会变得更加复杂。因此在稳健设计中,要尽量减少质量特性的个数。对翅片管换热器仿真平台而言来说,这可以通过合理选择模型的边界条件来达到减少质量特性的目的。

首先讨论空气侧压降。空气侧压降会影响到风机的功耗和风量。从风机曲线(图 18)的形状可知,阻力越大风机功耗越大而风量越小。空气侧阻力与管排数、翅片类型、翅片间距和迎风面积有关。如果要优化翅片间距、外观尺寸(迎风面积)、管间距和排间距,则考虑到风机是否更换。如果没有更换风机,需要结合风机模型找到系统的新工作点,确定在新工作点上风机的风量。在本文的翅片管换热器稳健设计应用中,将分别计算给定风量和给定风机曲线两种边界条件的结果,证实结合换热器模型和风机模型优化部件设计的必要性。一般情况下,风量对系统的影响远大于风机功耗对系统的影响,在应用中如果结合风机曲线来研究翅片管换热器的稳健设计,空气侧压降可不作为换热器性能的质量特性。

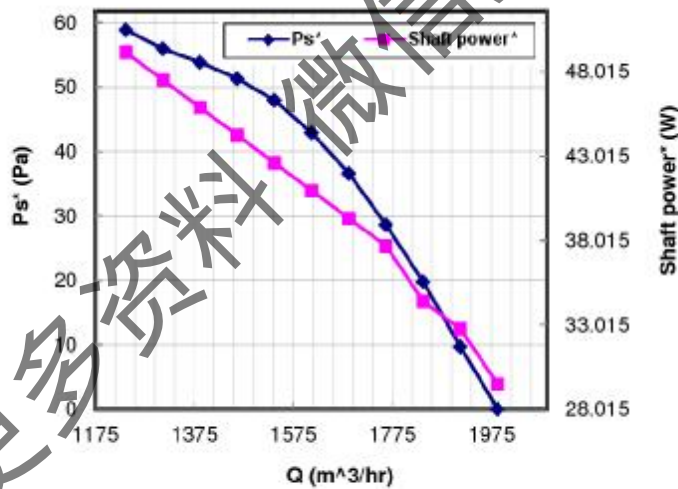


图 18 风机曲线

Figure 18 Fan curve

其次讨论制冷剂侧压降。制冷剂侧压降与管路的连接方式关系密切,蒸发器和冷凝器内制冷剂侧压降对系统性能的影响方式不同。图 19 所示是制冷循环的压焓图。点 1 为压缩机的吸气状态,点 2 为压缩机的排气状态,点 3 为制冷剂进入节流装置

前的状态。

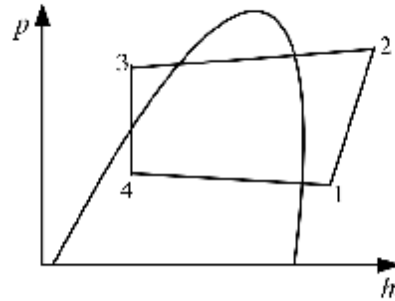


图 19 常规制冷循环的压焓图

Figure 19 p - h diagram of refrigeration cycle

对蒸发器来说，制冷剂侧的压降会影响到压缩机的吸气压力（即点 1）。从流动角度来说，制冷剂压降越大，吸气压力越低，压比增加导致压缩机功耗增加；从传热角度来说，蒸发器内制冷剂压降越大，则换热温差越大，从而增加换热量。可见蒸发器内制冷剂压降虽然对系统性能不利，但对蒸发器部件性能有利。压缩机吸气状态是系统性能的关键参数，必须结合它来优化蒸发器设计。如果模型采用了面向稳健设计的换热器仿真平台的边界条件，点 1 已经包含在边界条件或优化目标中，则不需要将制冷剂侧压降作为蒸发器性能的质量特性。如果模型采用了传统换热器模型的边界条件，点 1 既不在边界条件中也不在优化目标中，则需要将制冷量和制冷剂侧压降同时作为蒸发器性能的质量特性。

对冷凝器来说，制冷剂侧的压降会影响到制冷剂进入节流装置前的状态（即点 3）。从流动角度来说，制冷剂侧压降越大，过冷液体的压力越低，但点 3 的压力几乎不会影响到它的温度（即点 3 的焓值），所以冷凝器出口的压力对系统的性能影响很小；从传热角度来说，与蒸发器不同，冷凝器内制冷剂侧压降越大，换热温差越小，从而冷凝器换热量和系统制冷量都会减小。所以对冷凝器来说，制冷剂侧压降对部件和系统性能的影响一致的，所以不论哪种边界条件，都只需将换热量作为冷凝器的质量特性。唯一例外的是，对于热泵空调系统来说，由于在制热工况下，室外机还要作为蒸发器使用，则不得不考虑制冷剂侧压降对系统的影响。

2.4 本章小结

本章提出了基于仿真的制冷系统稳健设计的概念,它是一种拓展了的田口方法。传统的系统优化不论是采用仿真模拟技术还是试验方法,优化目标只有一个,即产品的性能最优;自变量也只有一个,即设计参数的取值。与之不同,稳健设计的思想是同时对两个目标进行优化,分别为产品的性能最优和产品的波动最小;自变量也有两个,分别为设计参数的取值和参数容差。本文提出通过结合制冷系统仿真模型和稳健设计理论来实现上述目标,通过对比传统试验方法和仿真方法的优缺点,指出了基于仿真的制冷系统稳健设计方法的必要性和可行性。

本章提出了基于仿真的制冷系统稳健设计的流程,详细阐述了其中各个功能模块的实现方法及其在稳健设计中作用,为后续章节中基于仿真的稳健设计方法在换热器优化和系统优化上的应用奠定了理论基础。最后,从面向稳健设计的角度出发,讨论了建立制冷空调装置仿真模型的若干要点。

获取更多资料

微信搜索 顶顶星球

第三章 风冷冷风制冷系统仿真模型与实验验证

蒸汽压缩式制冷系统是由压缩机、冷凝器、蒸发器、节流装置以及各个连接管路连接成的封闭热力循环系统。本章将以一台风冷冷风系统的轻型商用空调器为例，建立基于物理的各个部件与系统仿真模型，并进行实验验证，以获得兼顾通用性与准确性的系统仿真模型。

涉及的部件模型包括风冷翅片管换热器模型、压缩机模型、毛细管和短管的流量特性模型。为了提高仿真精度并保持模型的通用性，压缩机模型采用基于效率损失的神经网络模型，该模型用厂商提供的多种容积式压缩机的数据进行了验证；毛细管或短管的流量模型采用基于均相流模型的无量纲参数的神经网络模型，该模型用文献中公开发表的 1000 多组毛细管数据和 800 组短管数据进行了验证；风冷翅片管换热器模型采用考虑换热管实际连接方式的二维模型，兼顾了模型的通用性，本章对该翅片管蒸发器和冷凝器模型都进行了实验验证；此外，以一拖一轻型商用空调器为例，对系统模型进行了实验验证。

3.1 风冷翅片管换热器三维仿真模型

翅片管换热器是目前风冷冷风制冷系统中应用最广的一种换热器。在第一章中，我们已经提到了翅片管换热器设计时管内制冷剂被分成多股流动，以求在换热能力和压降损失之间取得平衡；管外空气以叉流且非均匀流动的方式与管内制冷剂进行热交换，各制冷剂流路之间通过管壁和翅片的热传导、以及与空气的换热耦合在一起。要精确设计翅片管换热器，就需要在模型中准确反映这种复杂的参数耦合关系。而制冷剂管路连接的多样性和复杂性，也要求模型在管路设计方面具备通用性。

3.1.1 建模策略

使用分布参数模型可以更好地反映换热器内制冷剂和空气不均匀流动对于换热器及其系统性能的影响。我们将翅片管换热器模型按换热器结构分解为以下几个层次：翅片管换热器模型、流路模型、换热管模型和微元模型，如图 20 所示。在翅片

管换热器模型中，通过求解各个子模型，得到与其对应的制冷剂和空气的流动和换热。在我们的分布参数建模方式中，首先将翅片管换热器模型以换热管的连接方式依次分解为流路模型。每个翅片管换热器的流路都可以视为一个独立的子换热器。其次，对于每个流路模型，将其分解为若干根换热管，依次计算各换热管内制冷剂和管外空气的流动和换热。最后，将每根换热管沿制冷剂流动方向划分为若干个微元，对各微元建立制冷剂和空气的守恒方程组，求解其制冷剂和空气的出口状态、压降和微元的换热量。

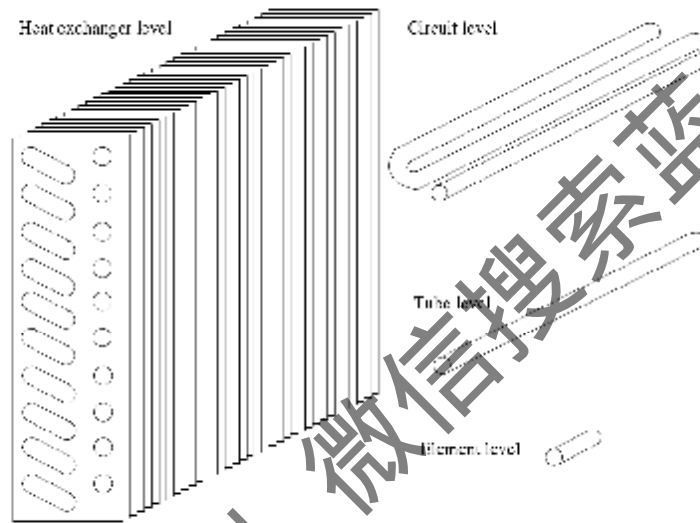


图 20 翅片管换热器模型结构

Figure 20 Structure of the finned-tube heat exchanger model

翅片管蒸发器和冷凝器采用相同的模型结构，两者的差别在于各自微元模型内的传热温差计算和压降、换热关联式的选取不同。

3.1.2 微元模型

沿制冷剂流动方向，将翅片管换热器中的换热管划分为若干个微元。每个微元可以作为一个换热器。图 21 为翅片管换热器微元示意图。对于每个微元，制冷剂和空气的进口状态已知，通过求解建立在各个微元上的守恒方程组，得到各微元的制冷剂和空气出口状态。建立翅片管换热器微元守恒方程组时，采用如下假设：

- 1) 控制体内制冷剂一维流动；
- 2) 控制体内空气一维流动；

3) 忽略能量守恒方程中的动能项。

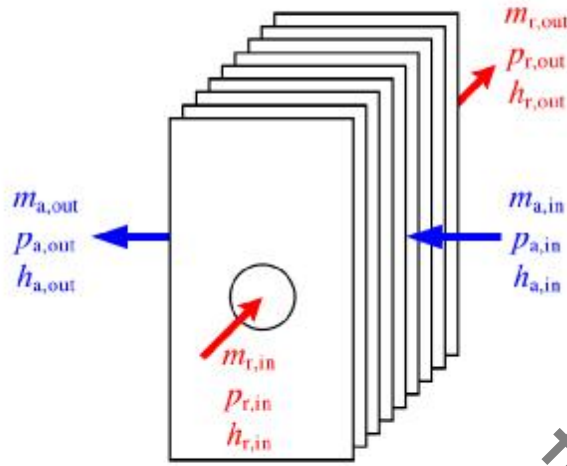


图 21 翅片管换热器微元示意图

Figure 21 Schematic of a finned-tube heat exchanger element

对于每个翅片管换热器微元，建立基本方程组。

制冷剂质量守恒方程为：

$$m_{r,in} = m_{r,out} \quad (4)$$

制冷剂动量守恒方程为：

$$dp_r = G^2(v_{r,out} - v_{r,in}) - f \frac{G^2(v_{r,out} + v_{r,in})L}{4D} \quad (5)$$

空气质量守恒方程为：

$$m_{a,in} = m_{a,out} \quad (6)$$

空气含湿量守恒方程根据翅片表面温度的不同分为如下两种情况：干翅片工况，湿翅片工况。干翅片工况的空气含湿量守恒方程为：

$$W_{a,in} = W_{a,out} \quad (7)$$

湿翅片工况的空气含湿量守恒方程为：

$$m_a dW_a = h_d(W_a - W_w) dA_s \quad (8)$$

式(8)中， h_d 为传质系数，按式(9)计算。其中，Lewis数 Le 的取值通常在 0.9~1.0 之间， R_a 和 $c_{p,a}$ 分别为空气侧热阻和空气比热。 W_w 为管外侧壁面温度对应的湿空气饱和含湿量， W_a 为计算微元空气侧的平均含湿量，对式(8)进行积分变化，可推导出微元出口空气含湿量的结果（见式(12)），其推导过程见式(10)~(12)。

$$h_c = \frac{1}{l \cdot e \cdot R_s \cdot c_{p,a}} \quad (9)$$

$$\int_{W_{z,in}}^{W_{z,out}} \frac{dW_a}{W_a - W_w} = \int_0^{A_s} \frac{h_c}{m_a} dA_s \quad (10)$$

$$\ln \frac{W_{z,out} - W_w}{W_{z,in} - W_w} = \frac{h_c \cdot A_s}{m_a} \quad (11)$$

$$W_{z,out} = W_w + (W_{z,in} - W_w) e^{-\frac{h_c A_s}{m_a}} \quad (12)$$

能量守恒方程为（忽略管壁和翅片的导热）：

$$Q_c + Q_r = 0 \quad (13)$$

空气能量方程为：

$$Q_c = m_a (h_{a,in} - h_{a,out}) \quad (14)$$

空气侧换热方程为：

$$Q_c = \varepsilon_c Q_{c,max} \quad (15)$$

$$Q_{c,max} = C_{min} \cdot (T_{a,in} - T_w) \quad (16)$$

$$C_{min} = C_a = c_{p,a} \cdot m_a \quad (17)$$

假设每个计算单元的壁面温度不变，空气侧与壁面的换热效率可按式(18)计算。

$$\varepsilon_c = 1 - e^{-NTU_c} \quad (18)$$

$$NTU_c = \frac{U_c A_c}{C_a} = \left(\frac{A_c}{R_s} \right) / (c_{p,a} \cdot m_a) \quad (19)$$

制冷剂侧换热量为：

$$Q_r = m_r (h_{r,in} - h_{r,out}) \quad (20)$$

制冷剂侧单相区换热方程为：

$$Q_r = \varepsilon_r Q_{r,max} \quad (21)$$

$$Q_{r,max} = C_{min} \cdot (T_{r,in} - T_w) \quad (22)$$

$$C_{min} = C_r = c_{p,r} \cdot m_r \quad (23)$$

$$\varepsilon_r = 1 - e^{-NTU_r} \quad (24)$$

$$NTU_r = \frac{U_r A_r}{C_{min}} = \left(\frac{A_r}{1/\alpha_r + R_s \cdot (A_r/A_s)} \right) / (c_{p,r} \cdot m_r) \quad (25)$$

制冷剂侧两相区换热方程为：

$$Q_r = \frac{A_r(T_{r,in} - T_w)}{\frac{1}{h_i} + R_m \left(\frac{A_r}{A_c} \right)} \quad (26)$$

求解微元模型的守恒方程组时，已知控制体的制冷剂和空气的进口状态，包括制冷剂的质量流量、压力和焓，以及空气的质量流量、干球温度和湿球温度。通过联立求解制冷剂和空气的守恒方程组(4)~(8)和(13)~(26)，求解控制体出口的制冷剂和空气状态。在求解控制体出口状态时，根据控制体内制冷剂和空气的状态，选取与其状态对应的流动和换热关联式计算摩擦系数和换热系数。当冷凝器控制体内制冷剂由过热状态变为两相状态或蒸发器控制体内制冷剂由两相状态变为过热时，根据制冷剂的状态将控制体划分为两个部分，每个部分根据制冷剂状态选取对应状态的流动和换热关联式，计算各自对应的压降和换热。该控制体的制冷剂压降和换热量分别为两部分的压降和换热量之和。控制体的守恒方程组采用顺序迭代法求解。本模型中采用Gungor和Winterton关联式^[187]计算翅片管内制冷剂两相换热系数。使用Pierre关联式^[188]计算制冷剂两相压降。使用Wang和Du关联式^[189]计算空气侧换热和压降。在本文研究中，上述关联式与翅片管换热器实验结果较好地吻合。

3.1.3 模型算法

翅片管换热器模型的计算过程与图 20 的模型层次分解过程相反，如图 22 所示为求解翅片管换热器模型流程图。

首先，沿制冷剂流动方向依次计算各个微元。当某微元计算结束后，将当前控制体的制冷剂出口状态传递给下一控制体，作为其制冷剂进口状态。重复此过程，直至换热管模型计算完毕。换热管模型的制冷剂出口状态是其最后一个微元的制冷剂出口状态。换热管模型中各控制体空气出口状态将被作为空气进口分布传递给其后排换热管。换热管模型的换热量为其各微元的换热量之和。换热管模型的制冷剂压降为其各微元制冷剂压降之和。

其次，当一根换热管的计算完成后，依次计算同一流路中各根换热管。将前一换热管的制冷剂出口状态传递给其下一根换热管，作为其制冷剂的进口状态。并将该换热管的各控制体的空气出口状态传递给该换热管排同位置的后排换热管，作为后排换热管的空气进口输入。

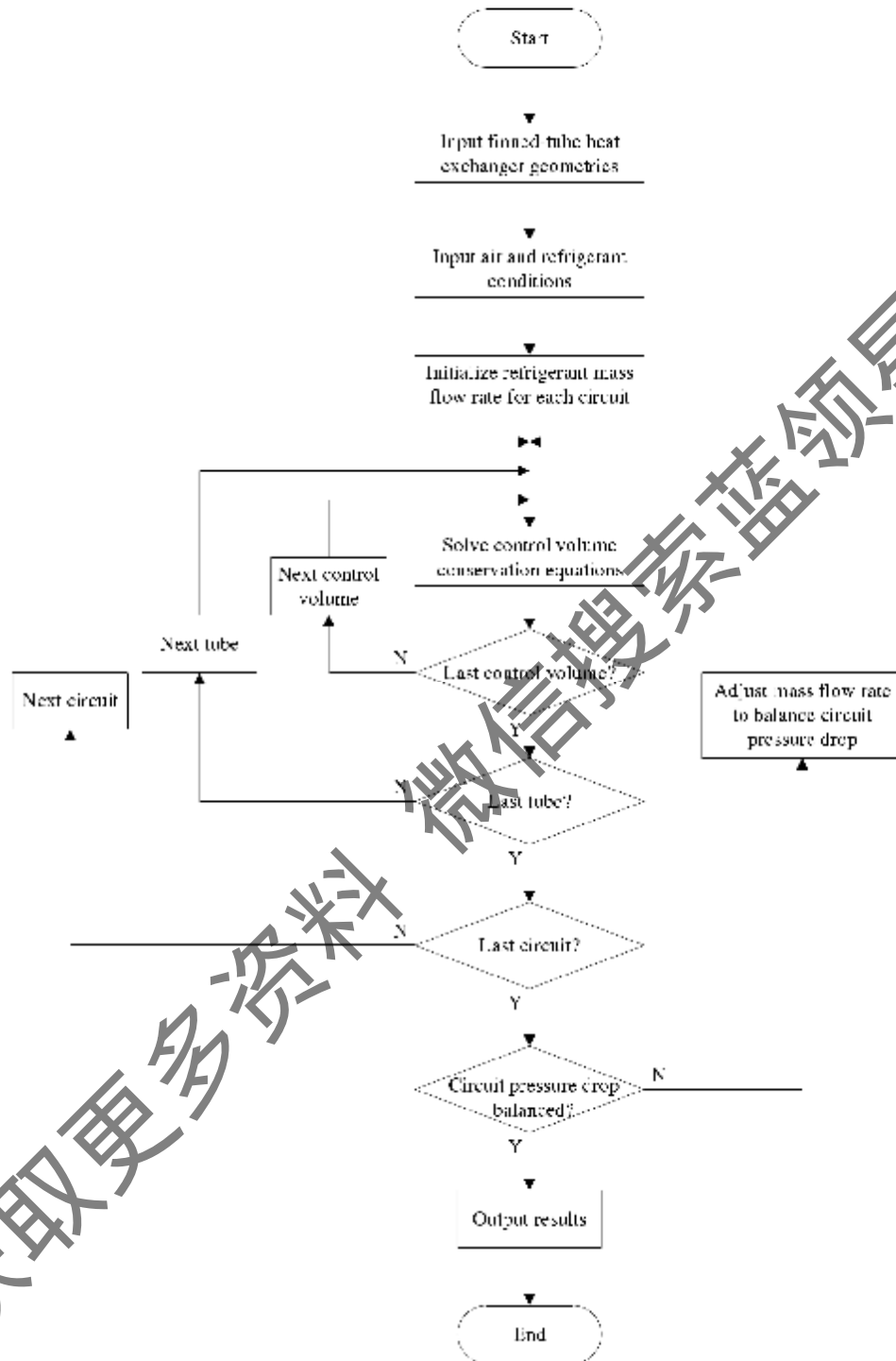


图 22 翅片管换热器模型流程图

Figure 22 Flowchart of finned-tube heat exchanger model

然后,重复上述过程,直至同一流路中的所有换热管都计算完毕。流路模型的制冷剂出口状态是其最后一个换热管的制冷剂出口状态。流路模型的换热量为其包含的各换热管的换热量之和。流路模型的制冷剂压降为其包含的各换热管的制冷剂压降之和。

再次,当所有制冷剂流路都计算完毕后,判断各流路的制冷剂压降是否相同。如果各流路制冷剂压降不同,则需要调整各流路中制冷剂流量的分配比例 $F_{m,i}$,使得流路间的制冷剂压降相同,即式(27)成立。调整前后的流量分配比例均满足式(28)。调整过程假设各流路流量比例与该流路制冷剂压降的根号之比为常数 R_i ,即式(29)成立。由式(29)计算每个流路的 R_i 值,并由式(30)计算调整后的流量比例。

$$\Delta p_{r,1} = \dots = \Delta p_{r,i} = \dots = \Delta p_{r,N_{str}} \quad (27)$$

$$\sum_{i=1}^{N_{str}} F_{m,i} = 1; \sum_{i=1}^{N_{str}} F_{m,i}^{[new]} = 1 \quad (28)$$

$$\frac{F_{m,i}}{\sqrt{\Delta p_{r,i}}} = \frac{F_{m,i}^{[new]}}{\sqrt{\Delta p_{r,i}^{[new]}}} = R_i \quad (29)$$

$$F_{m,i} = R_i \cdot \frac{1}{\sum_{i=1}^{N_{str}} R_i} \quad (30)$$




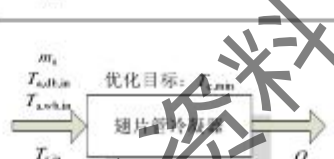
最后,可根据绝热混合假设计算翅片管换热器模型的制冷剂出口焓,见式(31)。并输出翅片管换热器模型的计算结果。

$$h_{r,out} = \frac{1}{m_r} \sum_{i=1}^{N_{str}} (m_{r,i} \cdot h_{r,out,i}) \quad (31)$$

图 22 中的模型算法是适用于传统翅片管换热器模型的边界条件,也是模型求解最直接、迭代最少的算法。如果采用面向稳健设计的边界条件,还需要另增加迭代。具体方法见表 6。

表 6 不同边界条件下换热器模型的算法

Table 6 Algorithm of heat exchanger model under different boundary conditions

边界条件	增加的迭代
 <p>翅片管蒸发器</p> <p>优化目标: Q_{max}</p>	<ul style="list-style-type: none"> 假设 $p_{r,in}$, 迭代 $p_{r,out}$ 假设 m_r, 迭代 $\Delta T_{sh,out}$
 <p>翅片管蒸发器</p> <p>优化目标: $T_{r,max}$</p>	<ul style="list-style-type: none"> 假设 m_r, 迭代 $\Delta T_{sh,out}$ 假设 $T_{e,wh,out}$, 迭代 Q
 <p>翅片管冷凝器</p> <p>优化目标: Q_{max}</p>	<ul style="list-style-type: none"> 假设 m_r, 迭代 $T_{r,out}$
 <p>翅片管冷凝器</p> <p>优化目标: $T_{r,max}$</p>	<ul style="list-style-type: none"> 假设 m_r, 迭代 $T_{r,out}$ 假设 $T_c(p_{r,in})$, 迭代 Q

3.1.4 实验验证

图 23 为翅片管换热器实验台示意图。风道内空气流经风扇后,进入加热或冷却器调节到测试所需温度,再经过文丘里管测量风量,之后进入加湿器调节到测试所需的空气含湿量,之后进入测试段,再经过除湿器后回到风扇。试验中测量了进风干湿球温度和风量,以及制冷剂进出口压力、温度和流量。压力、温度和流量的测量不确定度分别为 ± 8 kPa、 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 和 $\pm 0.3\%$ 。

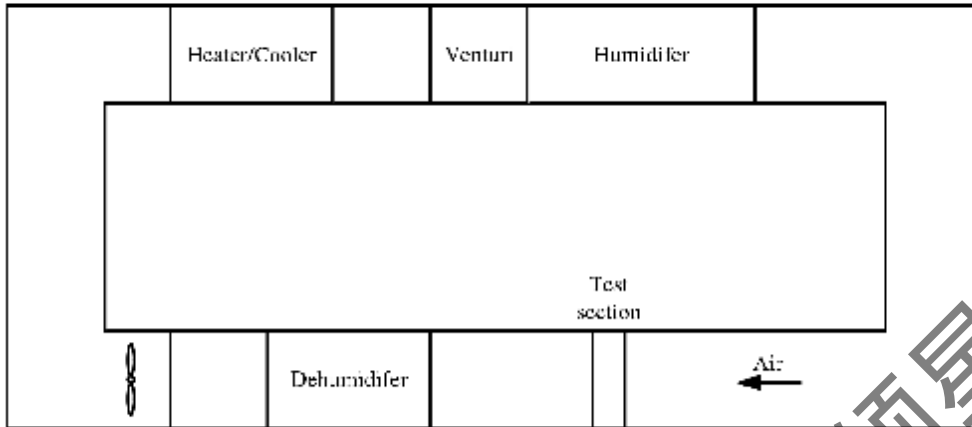


图 23 换热器测试台示意图

Figure 23 Schematic of the heat exchanger test apparatus

实验中换热器在不同进风温度、风速、制冷剂进口温度、压力和制冷剂流量条件下进行了测试。实验中所使用的制冷剂为 R410A。表 7 列出了冷凝器和蒸发器的结构参数。表 8 列出了冷凝器和蒸发器的测试工况范围。

图 24(a)为翅片管冷凝器换热量的实验和仿真结果对比，图 24(b)为翅片管蒸发器换热量的实验和仿真结果对比。结果显示翅片管换热器仿真平台精度良好，换热量预测精度 $\pm 5\%$ 误差以内。

表 7 翅片管换热器结构参数

Table 7 Structural parameters of the finned-tube heat exchangers

结构参数	冷凝器	蒸发器
翅片间距(mm)	1.41	1.34
管长(mm)	890	1000
管排数	3	2
每排管数	36	24
管外径(mm)	7.39	7.39
分路数	6	6
排间距(mm)	13.97	13.97
管间距(mm)	21.59	21.59

表 8 翅片管换热器实验范围

Table 8 Finned-tube condenser test range

运行参数		冷凝器		蒸发器	
		下限	上限	下限	上限
进风温度	°C	29	35	15	30
风速	m/s	0.7	2	0.7	2
制冷剂过口温度	°C	63	90	N/A	N/A
制冷剂节流前液体温度	°C	N/A	N/A	35	40
制冷剂进口压力	kPa	2400	3000	1000	1200
制冷剂出口过冷度	K	1	15	N/A	N/A
制冷剂出口过热度	K	N/A	N/A		10

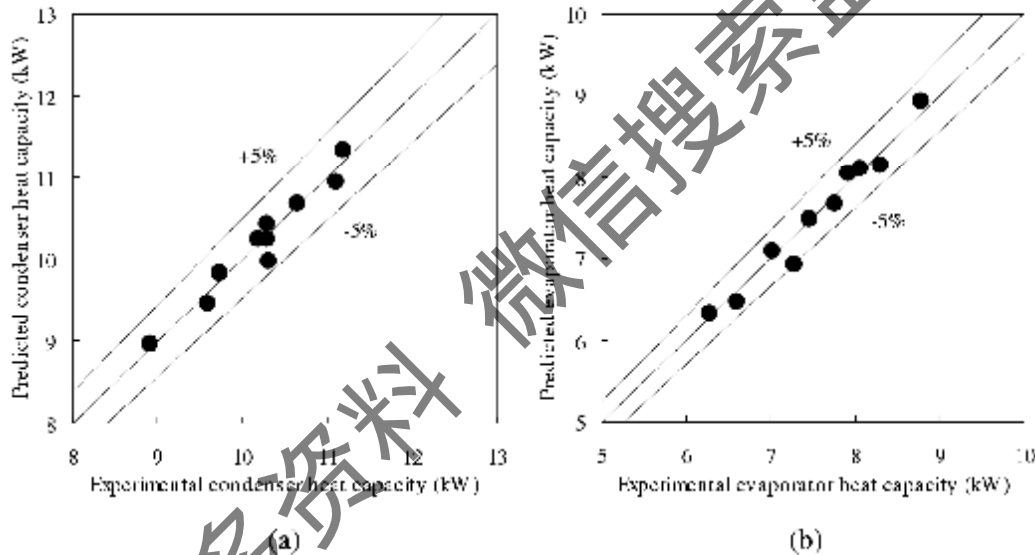


图 24 翅片管换热器换热量预测值与实验值对比

Figure 24 Comparison of predicted and experimental capacity for finned-tube heat exchanger

3.2 基于效率损失的压缩机神经网络模型

众所周知,压缩机是制冷空调装置的“心脏”,是制冷系统中最复杂的部件之一,其形式多样,工作原理也不尽相同,压缩机自身的稳健设计是个非常复杂的问题,不在本文的讨论范围内。本文仅研究压缩机性能和波动对系统稳健性造成的影响。用于系统仿真的压缩机模型主要是经验模型,有两大类:“黑箱”和“灰箱”模型^[30]。

“黑箱”模型最典型的代表就是ARI(1999)^[19]的十系数模型，见式(32)。该模型不涉及任何的制冷剂物性计算和迭代，计算非常简单，在厂商限制的工况范围内也具有很高的精度（通常为±3~5%），但是由于它不描述压缩热力过程，仅仅反映输入和输出的数学关系式，应当被严格限制于回归范围内，不能保证外推的合理性。

$$y = c_1 + c_2 T_e + c_3 T_c + c_4 T_c^2 + c_5 T_e T_c + c_6 T_c^2 + c_7 T_c^3 + c_8 T_e T_c^2 + c_9 T_e T_c^2 + c_{10} T_c^3 \quad (32)$$

其中， y 代表制冷量、功耗或者其他的性能参数， T_e 是蒸发温度， T_c 是冷凝温度。

“灰箱”模型的典型代表是以压缩机效率为输出的模型。该模型既包含经验公式，同时也结合了理想压缩过程的物理方程。例如，容积效率是压缩机实际排气量与压缩机理论排气量的比值，计算见式(33)。等熵效率是等熵压缩功与实际功耗的比值，计算见式(34)。“灰箱”模型在外推过程中，容积效率和等熵效率右边界(0, 1)，也有规律可循，更适合于系统仿真。现有的“灰箱”模型大多将压缩机容积效率和等熵效率描述为压比的多项式^[19]，但实际上效率不仅仅和压比相关，同样的压比下，蒸发温度和冷凝温度不同，效率也不同，因此现有“灰箱”模型的精度有待提高。

$$\eta_v = \frac{V_{suc}}{N_{comp} V_{dis}} = \frac{m_{s,c} V_{suc}}{N_{comp} V_{dis}} \quad (33)$$

$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W} = \frac{m_{suc} (h_c - h_{suc})}{W} = \frac{V_{suc} (h_{is} - h_{suc})}{V_{dis} \cdot W} \quad (34)$$

本文提出一种新的“灰箱”模型：基于效率损失的压缩机神经网络模型。神经网络工具是一种万能的函数逼近器，神经网络模型在本质上是一种回归的关联模型，模型不涉及任何的迭代。通过对神经网络结构，输入输出参数和传递函数的研究可以更好的找出压缩机效率和输入参数的内在关系。本文提出的模型不仅在回归范围内具有相当高的精度，在回归范围外也有非常好的外推性。

3.2.1 神经网络的结构

本文提出的压缩机容积效率的神经网络模型采用的是三层BP网络结构(图25)，网络输入参数不仅有压比还有冷凝温度，隐层和输出层传递函数分别为二次多项式和线性函数，输出为容积效率。研究中反复尝试了输入参数的组合和传递函数的形式，上述网络结构是最优形式。主要体现在：精度高、趋势合理，系数最少。压缩机容积效率神经网络模型的数学表达式为：

$$\eta_v = \sum_{j=1}^3 w_{i,j} \left(\sum_{i=1}^2 u_{j,i} x_i + b_{i,j} \right)^2 + b_{2,1} \quad (35)$$

其中, u_{ij} 是连接第 i 个输入神经元和第 j 个隐层神经元的权值; b_{1j} 是隐层第 j 个神经元的阈值; w_{1j} 是连接第 j 个隐层神经元和第 1 个输出神经元的权值; $b_{2,1}$ 是输出层第 1 个神经元的阈值。

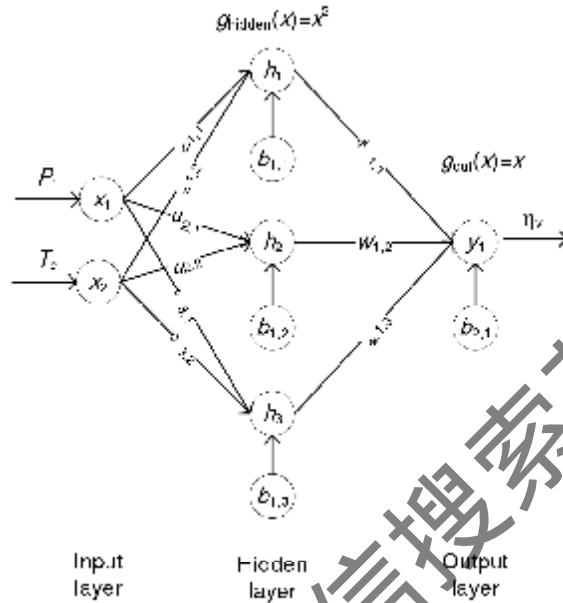


图 25 压缩机容积效率的神经网络模型结构

Figure 25 Architecture of neural network for volumetric efficiency

本文对等熵效率神经网络模型的结构进行了研究,也尝试了和容积效率一致的输入参数组合(即压比和冷凝温度),但结果并不好,如图 26。具体来说,如果隐层采用三次多项式作为传递函数,即使在回归范围内精度也达不到要求(标准差 2.8%、最大误差 $\pm 10.5\%$),外推的趋势也不正确;如果将隐层传递函数改为六次多项式(这也是公开发表文献中推荐的),虽然对压缩机数据的回归精度很高(标准差 0.09%、最大误差 $\pm 0.27\%$),但在高压比的区域外推趋势不正确,此外传递函数的次数越高意味着模型中的经验系数越多,存在着很高的过拟合性,不是好的选择。本文经过反复尝试提出的等熵效率的神经网络模型结构见图 27,与容积效率的输入参数组合不同,网络输入参数为蒸发温度和冷凝温度,当采用该组输入参数组合时,隐层只需要采用三次多项式作为传递函数就可达到精度要求。输出层传递函数为线性函数,输出为等熵效率。压缩机等熵效率神经网络模型的数学表达式为:

$$\eta_v = \sum_{j=1}^3 w_{1,j} \left(\sum_{i=1}^2 u_{j,i} x_i + b_{1,j} \right)^3 - b_{2,1} \quad (36)$$

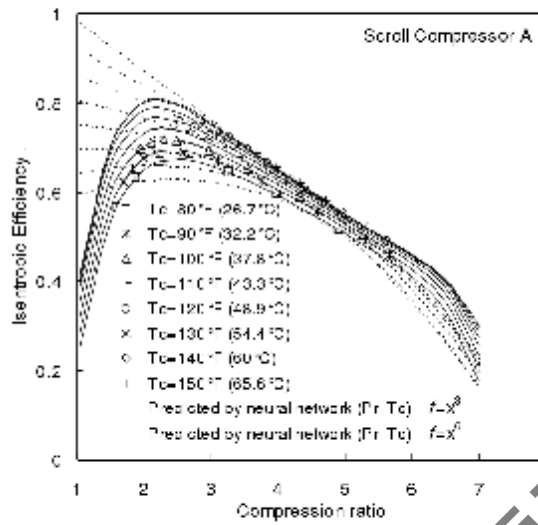


图 26 以压力和冷凝温度为输入参数的等熵效率神经网络模型的预测结果

Figure 26 Isentropic efficiency predicted by neural network using Pr and Tc as input parameters

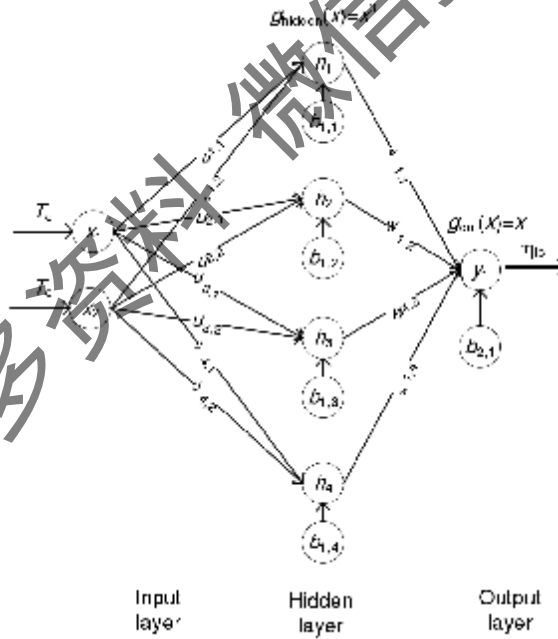


图 27 压缩机等熵效率的神经网络模型结构

Figure 27 Architecture of neural network for isentropic efficiency

3.2.2 模型验证

本文对这种新的“灰箱”压缩机模型进行了验证，验证选取了多种类型的容积式压缩机，如涡旋压缩机 A、活塞压缩机 B 和螺杆压缩机 C，它们的运行工况范围如图 28 所示。

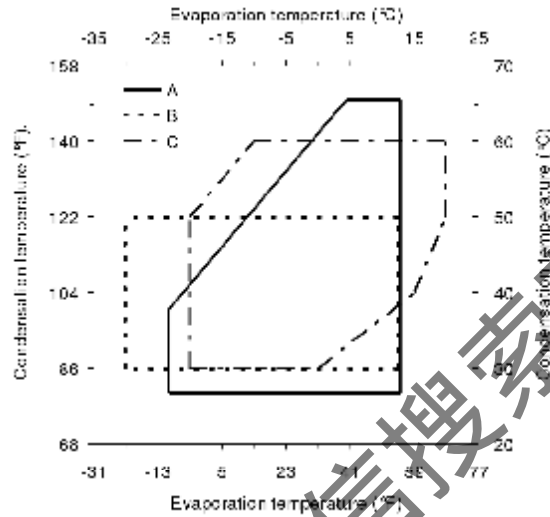


图 28 压缩机 A、B、C 的运行工况范围图

Figure 28 Envelope of compressor A, B, C

对涡旋压缩机的验证结果见图 29：容积效率预测的平均误差 0.001%，最小误差 -0.57%，最大误差 0.80%，等熵效率预测的平均误差 0.003%，最小误差 -0.62%，最大误差 0.93%。

对活塞压缩机的验证结果见图 30：容积效率的平均误差 0.0003%，最小误差 -0.282%，最大误差 0.1564%；等熵效率的平均误差 0.0021%，最小误差 -0.7997%，最大误差 1.0112%。

对螺杆压缩机的验证结果见图 31：容积效率的平均误差 0.0002%，最小误差 -0.2592%，最大误差 0.4321%；等熵效率的平均误差 0.0011%，最小误差 -0.6158%，最大误差 0.6644%。

以上结果表明：压缩机模型的回归精度非常高，从图中的趋势线也可以看出该模型具有非常好的外推性，效率均在有效范围内且外推趋势合理。

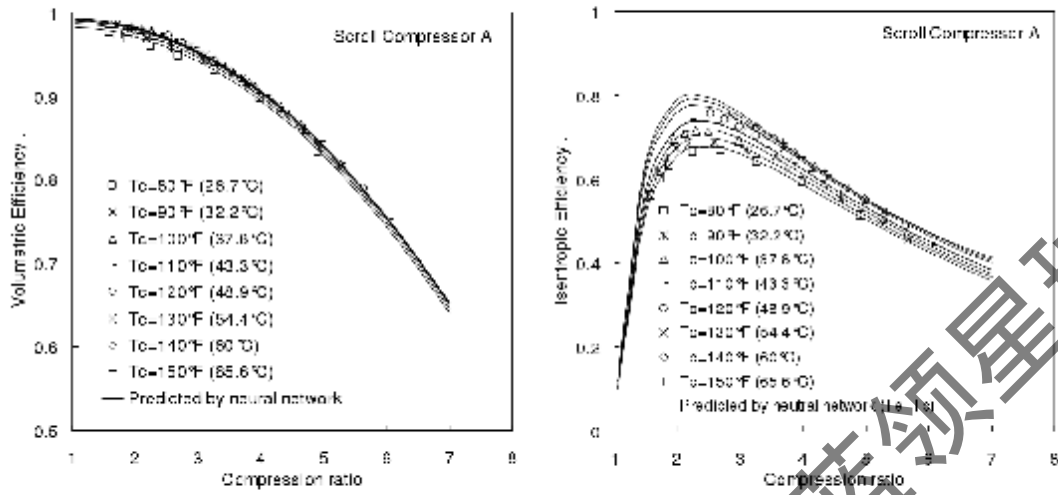


图 29 神经网络模型预测涡旋压缩机效率

Figure 29 Scroll compressor efficiency predicted by neural network

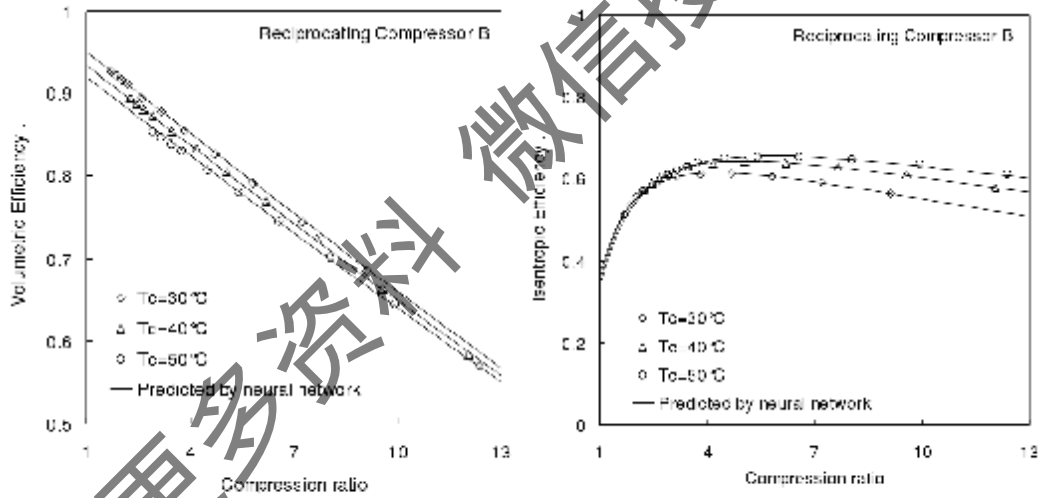


图 30 神经网络模型预测活塞压缩机效率

Figure 30 Reciprocating compressor efficiency predicted by neural network

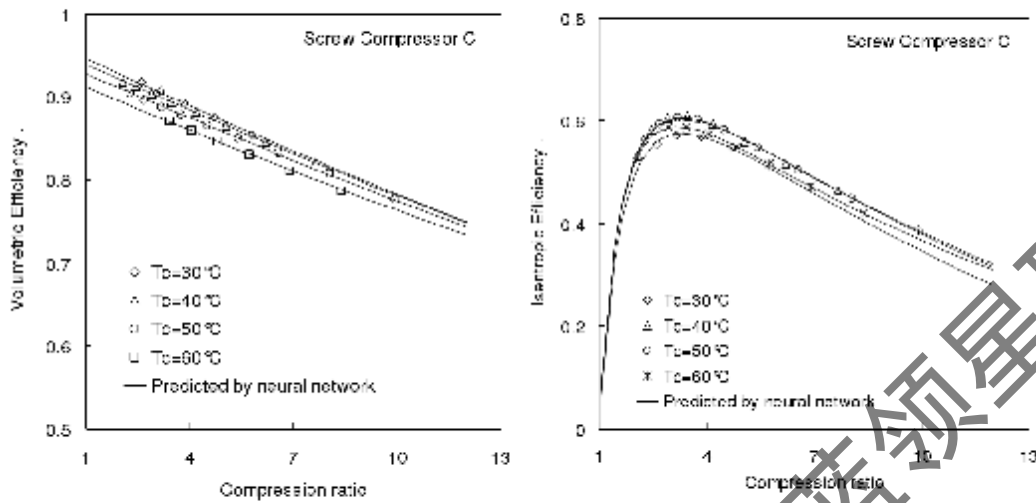


图 31 神经网络模型预测螺杆压缩机效率

Figure 31 Screw compressor efficiency predicted by neural network

3.3 毛细管和短管无量纲神经网络模型

节流元件在制冷系统中的主要作用是产生很大的压降，使进入蒸发器的压力较低，同时根据需求负荷来控制制冷剂流量。毛细管或短管的结构虽然非常简单，但是流动过程均涉及到制冷剂在管内的两相垂直流动，以及汽液两相在动力学（速度）和热力学（温度）上的非平衡性，所以其流量特性的机理模型非常复杂。

目前在工业应用中，毛细管和短管的模型还是以经验关联式居多。在经验关联模型中，幂函数由于其函数形式简单、且可以转换成线性函数直接进行线性回归而应用最为广泛。但是幂函数本身具有局限性，它不能适用于底数为零的情况。在毛细管或者短管关联式中，入口干度或者过冷度都会等于零，这种情况下就会使相应的一些参数失去意义，从而使关联式失效。此外，幂函数中无量纲参数组均为经验所得，并没有经过仔细分析推导，存在参数冗余或不足的可能性。

作者基于均相流模型提出了一种目前为止最精简的毛细管和短管流量特性的通用关联式（神经网络模型）。该模型只需要 4 个无量纲输入参数，是目前公开发表文献最少的，而且无量纲参数组的定义还从亚临界拓展到了超临界。本文建立的毛细管和短管流量特性的通用关联式适应范围广，通用性强。从两相入口到过冷入口、从超临界工况到亚临界工况、长径比从短管到毛细管范围，输入输出参数均连续，且适用于多种制冷剂类型。

3.3.1 数据样本

表 9 毛细管和短管流量特性的数据样本简表

Table 9 Data sources of mass flow rate through capillary and short tube

制冷剂	节流元件	数据源	数据量	训练/测试
R12	毛细管	Melo et al. 1999 ^[194]	19	训练
		Li et al. 1990 ^[195]	5	训练
		Wijaya 1991 ^[196]	90	训练
	短管	Kim et al. 1994 ^[197]	50	训练
R22	毛细管	Kuehl et al. 1991 ^[198]	55	训练
		Wei et al. 1999 ^[199]	31	训练
		Kim et al. 2002 ^[200]	11	训练
	短管	Kim et al. 1994 ^[201]	84	训练
R134a	毛细管	Melo et al. 1999 ^[194]	19	训练
		Wijaya 1991 ^[196]	90	训练
		Wijaya 1992 ^[202]	9	训练
	短管	Singh et al. 2001 ^[203]	422	训练(321)/测试(101)
		Kim et al. 1994 ^[197]	62	训练(18)/测试(44)
R410A	毛细管	Kim et al. 2002 ^[200]	10	训练
		Fiorelli et al. 2002 ^[204]	24	训练
		Payne et al. 1999 ^[205]	68	训练
	短管	Kim et al. 2005 ^[206]	52	训练
R407C	毛细管	Kim et al. 2002 ^[200]	11	训练
		Wei et al. 1999 ^[199]	20	训练
		Fiorelli et al. 2002 ^[204]	36	训练
		Motta et al. 2000 ^[207]	331	测试
	短管	Payne et al. 1998 ^[208]	106	训练
R600a	毛细管	Melo et al. 1999 ^[194]	19	训练
R404A	毛细管	Motta et al. 2000 ^[207]	113	训练
CO ₂	毛细管	Cecchinato et al. 2008 ^[209]	148	训练
		Da Silva et al. 2008 ^[210]	56	测试
		Liu et al. 2004 ^[211]	49	训练
	短管	Liu et al. 2004 ^[211]	49	训练

国内外学者对毛细管和短管进行了大量的实验和模型研究。作者从公开发表的文献中收集了大量的毛细管和短管的实验数据，分别用于神经网络的训练与测试，数据的基本信息列于表 9 中。

3.3.2 神经网络的结构

毛细管或短管的流量特性模型采用的是三层BP网络结构，其神经网络模型结构见图 32，隐层和输出层传递函数分别为log-sig和线性函数，并且隐层采用三个神经元就能达到较好的精度并保持网络结构不太复杂。网络输入参数为定义的 4 个无量纲数($\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5$)，输出为与流量相关的无量纲数 π_1 ，其计算公式见式(37)，无量纲数的具体定义参见表 10。本文采用的无量纲参数组是通过均相流模型进行分析而获得，该组无量纲参数的定义不仅适用于亚临界的运行工况，还成功的拓展至超临界工况，适合CO₂等跨临界循环工质，具有非常好的通用性。

$$\pi_1 = \sum_{j=1}^3 \frac{w_{1,j}}{1 + \exp\left[\sum_{i=1}^4 u_{ji}\pi_{i,i} + b_{1,j}\right]} \quad (37)$$

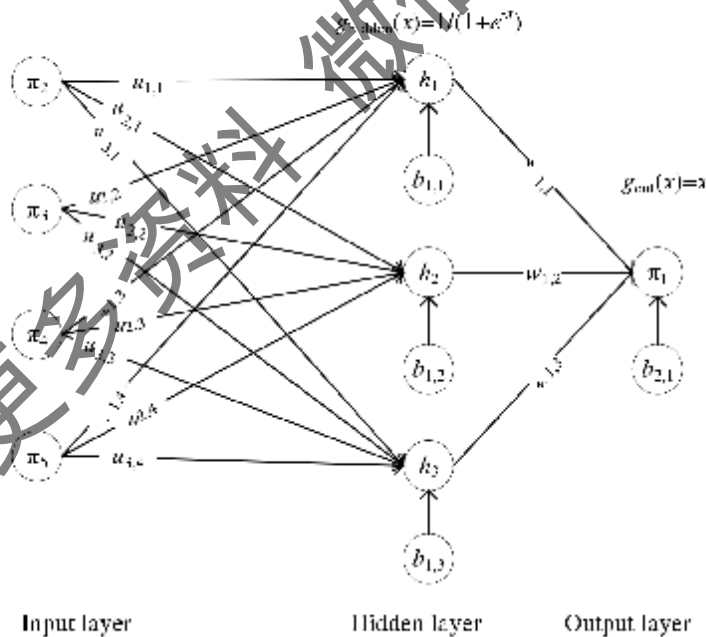


图 32 毛细管短管神经网络模型结构

Figure 32 Architecture of neural network for capillary and short tubes

表 10 毛细管短管模型的无量纲参数组

Table 10 Dimensionless parameter groups of capillary and short tube models

无量纲参数	定义
π_1	$\sqrt{\frac{G^2 V_m}{P_m}} = \frac{1.273m}{D^3 \sqrt{p_{in} \rho_{in}}}$
π_2	$\frac{p_{sat}}{p_{in}}$
π_3	$\frac{\rho_s}{\rho_l}$
π_4	$\frac{L}{D}$
π_5	$\frac{D \sqrt{p_{in} \rho_{in}}}{\mu_{in}}$

表 10 中 π_2 的定义, 对亚临界流体来说, p_{sat} 和常规定义相同, 见图 33 中(a)和(b), 不论过冷进口还是两相进口, p_{sat} 是进口压力的等温线与制冷剂饱和和液体线的交点; 对超临界流体来说, 不存在饱和液体线, p_{sat} 是进口压力的等温线和比热最大值线的交点, 见图 33 中(c)。对工质 CO_2 来说, 比热最大值线上的伪临界温度可按式(38)计算^[212]。

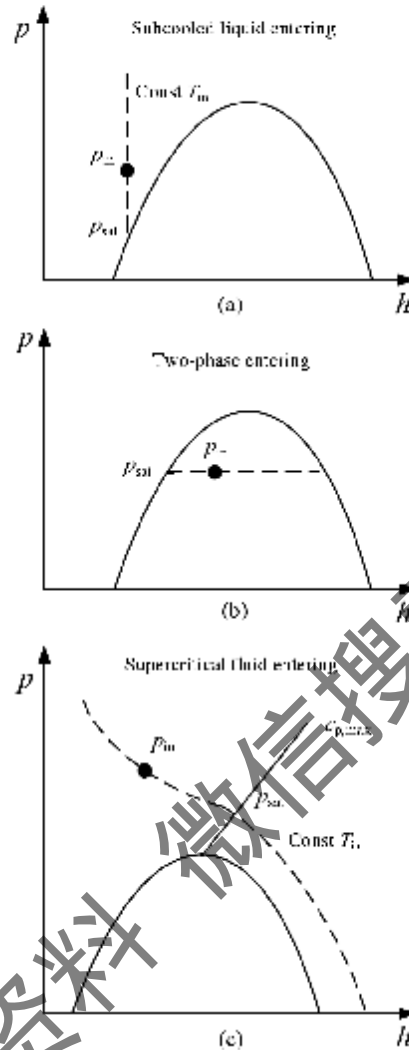
$$T_{pseudo} = 122.6 + 6.124p - 0.1657p^2 + 0.01773p^{2.5} - 0.0005608p^3 \quad (38)$$

其中, 伪临界温度 T_{pseudo} 的单位是 $^{\circ}\text{C}$, 压力 p 的单位是 bar, 范围是 [75, 140]。

表 10 中 π_5 的定义, 对进口为两相的情况而言, μ_{in} 和 ρ_{in} 按式(39)和(40)计算。

$$\mu_{in} = x_{in} \mu_g + (1 - x_{in}) \mu_l \quad (39)$$

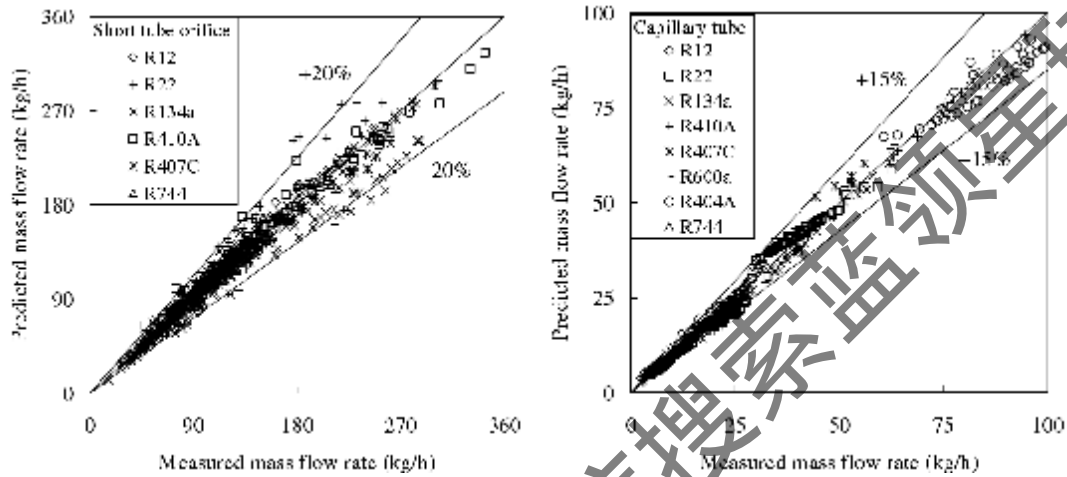
$$\frac{1}{\rho_{in}} = \frac{x_{in}}{\rho_g} + \frac{1 - x_{in}}{\rho_l} \quad (40)$$

图 33 无量纲参数 π_2 中饱和温度 p_{sat} 的定义Figure 33 Definition of p_{sat} in dimensionless parameter π_2

3.3.3 模型验证

图 34 为经过训练数据学习后,神经网络模型预测毛细管或短管质量流量和实测值的比较。图 35 为训练完成后,对测试数据来说,神经网络模型预测毛细管或短管质量流量和实测值的比较,测试数据和训练数据相互独立。涉及的制冷剂包含常见亚临界工质和超临界工质 CO_2 。结果表明:对短管流量预测,误差控制在 $\pm 20\%$ 之间;对毛细管流量预测,误差控制在 $\pm 15\%$ 之间,总体来说,拟合精度良好,平均误差为 0.65% ,标准差为 8.24% 。对节流装置来说,流量误差在 $\pm 20\%$ 以内,给系统性能预

测带来的误差不会超过 $\pm 2\sim 3\%$ 。本章提出的关联式适应范围广、通用性强：从两相入口到过冷入口、从超临界工况到亚临界工况、长径比从短管到毛细管范围，输入输出参数均连续。后经过独立的新实验数据验证，该模型通用性与整体精度都是非常好的^[213]。



获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

毛细管或短管流量特性神经网络模型中的权值和阈值见下表 11。

表 11 毛细管和短管流量特性的 ANN 权值和阈值

Table 11 Weights and biases of the trained ANN of mass flow rate through capillary and short tube orifice

$u_{ji} (j=1\sim3, i=1\sim4)$			$b_{1j} (j=1\sim3)$	
-11.37606840278015	2.85518203688547	-5.59623858234E-3	-1.26593969E-6	9.36762557303821
2.30315444359425	1.18345268368784	2.47290241744E-3	-3.3061098E-7	4.94743224223809
3.27471564734234	0.63367273273534	6.8013806118E-4	6.854113E-7	2.51408766125531
$w_{kj} (k=1, j=1\sim3)$			$b_{2,1}$	
0.42901732739182	-3.48597877411813	-0.20678832603524	3.76344652174576	

3.4 风冷风冷制冷系统模型及其验证

前面已经介绍了各种主要部件模型的建立和求解，而如何将这些部件模型连接起来并进行计算就是系统模型与算法的研究内容。本节以制冷系统为例，简单阐述系统模型与算法，并对制冷系统仿真平台进行实验验证。

3.4.1 系统模型

图 36 给出了制冷系统中各部件之间的参数传递关系。将这些传递关系完整表达出来，就构成了系统模型：

连续性方程：

$$\text{前一部分件质量流量} = \text{后一部分件质量流量} \quad (41)$$

质量方程：

$$\text{系统制冷剂充注量} = \text{各部件内制冷剂质量之和} \quad (42)$$

能量方程：

$$\text{前一部分件流出焓} = \text{后一部分件流入焓} \quad (43)$$

动量方程：

$$\text{前一部分件出口压力} = \text{后一部分件入口压力} \quad (44)$$

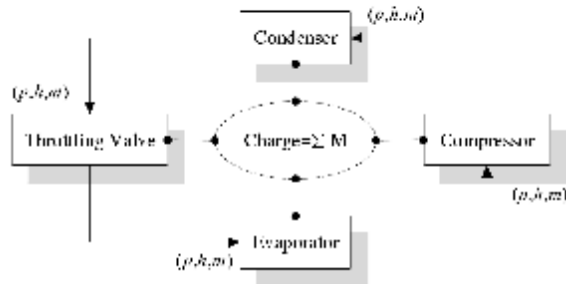


图 36 制冷系统的参数传递关系

Figure 36 Parameter relations in a simple refrigeration system

在系统模型中，系统充注量模型是比较重要与特殊的。之所以重要，是因为系统充注量模型通过系统的质量守恒方程影响系统状态参数的计算。之所以特殊，是因为系统充注量是由各部件内的制冷剂质量求和而成，其来源的来源与各部件都有直接关系，情况比较复杂。而且各部件内制冷剂质量难以在实验中精确测定，所以一般只通过系统充注量的计算来进行校核。

简单制冷系统充注量的计算模型如下：

$$M = M_{\text{th}} + \int_0^{V_{\text{th}}} \rho dV + M_{\text{co}} + \int_0^{V_{\text{co}}} \rho dV + \int_0^{V_{\text{co}}} \rho dV + \rho_{\text{comp}} V_{\text{comp}} + M_{\text{ev}} \quad (45)$$

$$M_{\text{th}} = \int_0^{L_{\text{th}}} \rho_{\text{th}} A dL = \int_0^{L_{\text{th}}} [\alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l] A dL \quad (46)$$

由上式可知，系统充注量的计算精度主要与两相平均密度计算有关。而两相平均密度计算主要与空隙率（或称空泡系数） α 有关。

空隙率是两相混合物在任一流体截面内气相所占的总面积份额，其表达式为

$$\alpha = \frac{A_g}{A} \quad (47)$$

A 、 A_g 分别表示通道截面积与气体流通面积。

考虑微元 $A dL$ 内的两相制冷剂质量，可得：

$$\rho A dL = \rho_g A_g dL + \rho_l A_l dL \quad (48)$$

由式(48)可知，两相密度可用下式来表示：

$$\rho = \alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l \quad (49)$$

而空隙率与干度的关系如下：

$$\alpha = \frac{1}{1 + S \left(\frac{1}{x} \right) \frac{\rho_g}{\rho_l}} \quad (50)$$

式中, S 为滑动比, 定义为气体速度与液相速度之比。当滑动比为 1 时 (即均相流模型), 按干度计算两相比容与按空隙率计算两相干度是等价的。

目前, 空隙率只能像换热系数那样通过半经验或实验关联式计算。关于空隙率的计算模型, 可以参阅综述文献^[214]。

3.4.2 系统算法

本文采用顺序法求解制冷系统模型。顺序法求解过程有明确物理意义, 程序容易调试; 迭代初值对收敛性影响不大。系统求解模式和其给定的边界条件有关, 分为两种。第一种是设计计算, 即输入系统的吸气过热度 and 过冷度, 计算系统性能、充注量并按照运行工况设计节流元件的尺寸, 其计算流程如图 37。第二种是校核计算, 即输入系统制冷剂充注量和节流元件的尺寸, 计算系统的性能, 其计算流程如图 38 所示。

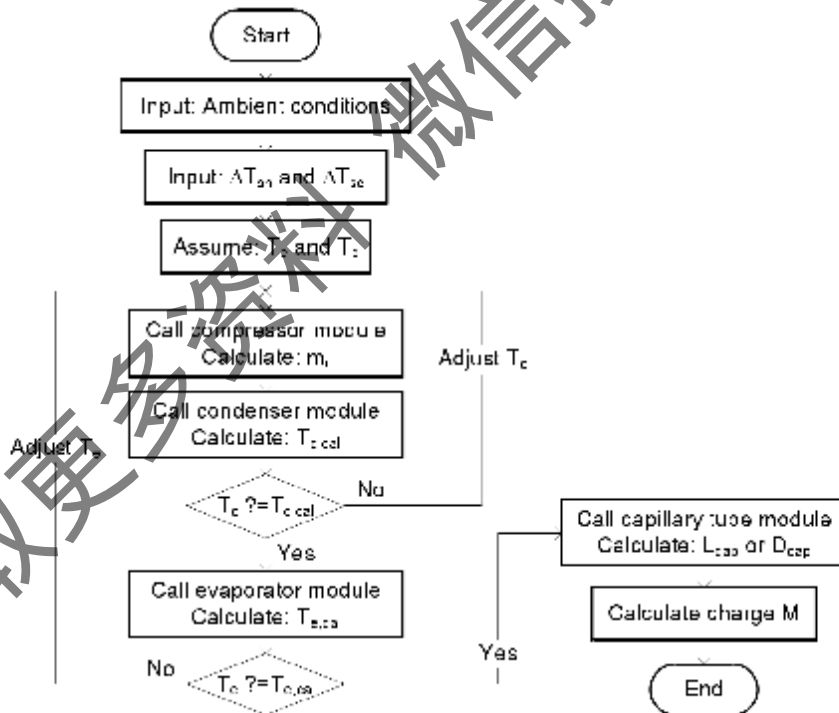


图 37 系统仿真流程图——设计计算

Figure 37 Flow chart of system simulation——design

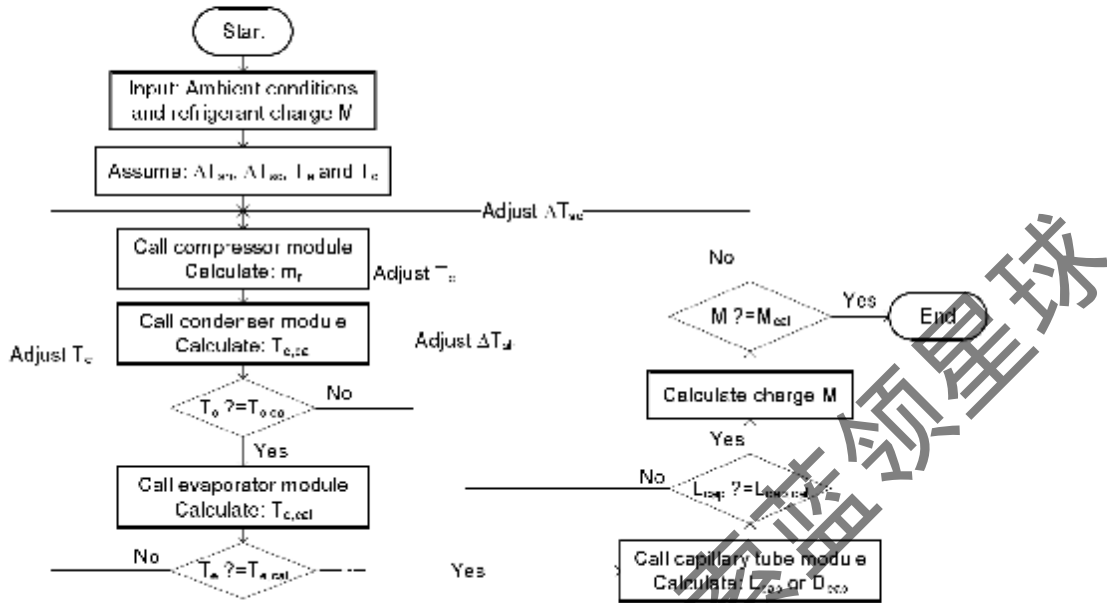


图 38 系统仿真流程图 - 校验计算

Figure 38 Flow chart of system simulation - rating

3.4.3 实验验证

本文对一个特定结构尺寸的轻型商用空调（图 39）进行了测试，用于验证和标定系统模型的精度，该轻型商用空调的基本信息列于表 12 中。



图 39 被测轻型商用空调

Figure 39 Tested light commercial air conditioner

表 12 轻型商用空调的主要结构参数

Table 12 Specification of the residential air conditioner

制冷剂类型/充注量		R410A / 3.0 kg
冷凝器 (逆流)	管排数	3
	每排换热管数	36
	回路数	6
	管外径/壁厚	7.39/0.254 mm
	管长	890 mm
	翅片间距/厚度	1.41/0.105mm
	实际风量	2950 m ³ /hr
蒸发器 (顺流)	管排数	2
	每排换热管数	24
	回路数	6
	管外径/壁厚	7.39/0.254 mm
	管长	4000 mm
	翅片间距/厚度	1.28/0.1143mm
	实际风量	1650 m ³ /hr
短管	管径 / 管长	1.43 mm / 9.5 mm

实验室的基本结构和原理如图 40 所示。被测试房间温度用一套冷水机组和蒸汽供应系统共同控制。与蒸汽箱连接的温度控制阀调节向蒸汽-空气盘管供应的蒸汽流量，以控制房间温度。通过湿度控制阀的蒸汽和来自盘管的出风混合，然后吹入测试间，该阀控制蒸汽流量以调节测试间内的湿度。被测空调器的出风口连接到一个密闭腔室，该腔室内安装有测试空气干球湿球温度及流量的装置。测试用温度传感器为 T 型(铜-康铜)热电偶，测量范围-50~300℃，测量精度±0.5℃。压力传感器测试精度±0.5%。

实验室的测点布置如图 41 所示。在额定工况下(室内侧的进风干湿球温度为 27/19℃，室外侧进风干球温度为 35℃)，该轻型商用空调的性能为：制冷量为 9435W，能效比为 3.31。

微信搜索 蓝领星球

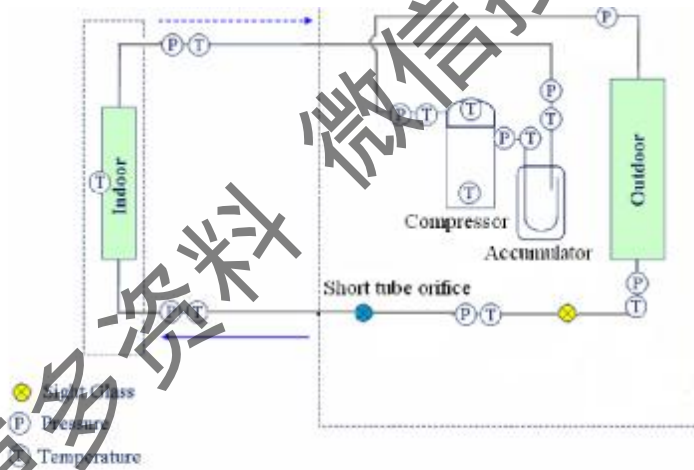


图 41 轻型商用空调的测点布置示意图

Figure 41 Sensor location of the light commercial air-conditioner

制冷系统模型的预测结果和实验结果的对比见图 42，从图中可以看到，制冷系统仿真模型在不同工况下对制冷量和功率的预测误差都在 $\pm 5\%$ 以内。

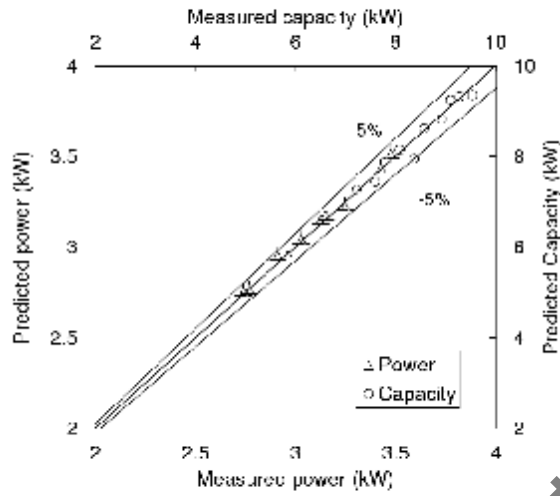


图 42 仿真模型预测值与实验测得的系统性能比较

Figure 42 Comparison of system performance between modeling and experimental results

3.5 本章小结

本章建立了以下制冷系统和部件的仿真模型，并进行了实验验证。

建立了风冷翅片管换热器仿真平台，该模型在管路设计方面具备通用性，能够反映换热器内制冷剂和空气不均匀流动对于换热器的影响，实验验证结果表明，该模型对换热量的预测误差在 $\pm 5\%$ 之内。

提出一种新的“灰箱”压缩机模型：基于效率损失的压缩机神经网络模型。通过对神经网络结构、输入输出参数和传递函数的研究找出压缩机效率和输入参数内在关系。本章建立的模型不仅在回归范围内具有相当高的精度，在回归范围外也有非常好的外推性，且适用于多种容积式压缩机。

提出了最精简的毛细管和短管流量特性的通用关联式，该模型只需 4 个无量纲输入参数，且关联式适应范围广、通用性强；从两相入口到过冷入口、从超临界工况到亚临界工况、长径比从短管到毛细管范围，输入输出参数均连续，适用性与整体精度都是非常好的。

基于部件模型建立了系统仿真模型，能够进行系统参数如节流元件尺寸和充注量的设计计算，也能够进行系统性能的校核计算，并对制冷系统的仿真模型进行了实验验证，以一拖一轻型商用空调为例，对制冷量和功率的预测误差在 $\pm 5\%$ 之内。

第四章 基于仿真的风冷翅片管换热器稳健设计方法

制冷空调装置的稳健设计采用从部件到系统的策略，以满足现代工业模块化设计的要求。对制冷空调装置而言，换热器是主要部件之一，而翅片管换热器是较为常见的一种空冷换热器。本章将以翅片管蒸发器为研究对象描述稳健设计方法的应用过程。翅片管换热器涉及的设计参数很多：有些参数是离散的，设计后不存在不确定的问题，如管排数、换热管数和管路连接方式，在稳健设计中一般先于其它参数确定取值；有些参数是连续的、带约束的，如管长、管间距、排间距和翅片间距，这些参数将在约束范围内进行稳健参数优化。在优化完成后，利用随机模型统计产品质量指标 C_{pk} ，并讨论几种换热器质量改进的方案。最后，对翅片管换热器稳健设计方法的可靠性进行了分析。

4.1 换热器离散型参数的优化方法

表 13 为初选的风冷翅片管蒸发器设计参数，制冷剂为 R410A。除了管排数初定为 2 排或 3 排外，每排换热管根数和支路数均为待定。这三个离散参数需要首先确定，因为只有确定了这些参数，才能完成制冷剂的管路连接。

表 13 翅片管蒸发器设计参数的初选

Table 13 Preliminary selection of design parameters for fin-and-tube evaporator

管排数	2 排/3 排
每排换热管根数	待定
管长(mm)	1000 / 900
翅片间距/厚度(mm)	1.41 / 0.1143
排间距(mm)	12.7
管间距(mm)	21.59
管径/壁厚(mm)	7.39 / 0.254
管路连接方式（支路数）	待定

由第二章可知，翅片管换热器模型边界条件和质量特性的合理选择对稳健设计的结果是否可靠起到了非常关键的作用。本小节将采用面向稳健设计的蒸发器模型边界条件和质量特性。边界条件为：阀前制冷剂液体温度为 40°C ，蒸发器出口过热度为 5K ，饱和温度为 8°C ，进口干球温度 27°C ，湿球 19°C ，迎面风速为 1m/s 。质量特性为制冷量。下面分别以三排管和两排管为例，首先优化每排换热管数量和最佳支路数。

确定每排换热管数量和最佳支路数的方法如下：首先按每排只有一根换热管搭建换热器单元模型，图 43 为三排管换热器管路连接的示意图。通过增加图 43 中换热管的管长来反映支路数的变化，它们之间的关系是：换热管越长代表该流路中换热管的根数越多，在总换热管一定的情况下单个支路的换热管根数越多代表换热器的支路数越少。管长的计算范围从 1m 增加到 6m ，共计算 20 个点，可得出图 44 所示的单位管长换热量随管长的变化曲线。单位管长的换热量实际上反应的是换热器的换热效率，换热效率随着管长的增加是先升后降，存在最优值。管长存在最优值也就是支路数存在最佳值。



图 43 翅片管换热器管路连接示意图

Figure 43 Schematic of coil circuiting

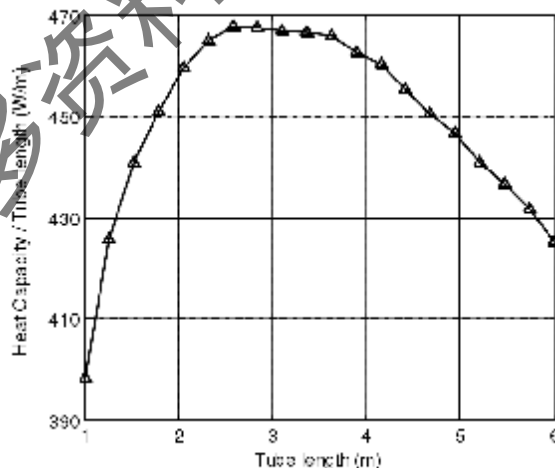


图 44 单位管长换热量随管长的变化 (3 排管)

Figure 44 Changes of unit heat capacity with tube length(3 rows)

如何将单位管长换热量随管长的变化曲线转化为换热量随支路数的变化曲线呢？图 45 中用双 y 轴同时反映了换热量和制冷剂压降随支路数的变化情况，并在图上标注了制冷量的目标值 9kW。从图 45 中可以清楚地看出不同支路数对应的换热量和压降，方便我们依据设计目标选择合适的支路数。图 45 可以由图 44 中的结果直接演变而来，横坐标支路数 N_{cir} 和纵坐标换热量 Q_{tot} 的定义分别见式(51)和式(52)。

$$N_{\text{cir}} = \frac{N_{\text{tube,row}} \cdot L_{\text{cal}}}{L_{\text{tube}}} \quad (51)$$

$$Q_{\text{tot}} = N_{\text{cir}} \cdot Q_{\text{cal}} \quad (52)$$

其中 $N_{\text{tube,row}}$ 为每排换热管的数量， L_{cal} 为计算中管长的取值， L_{tube} 为表 13 中换热器管长的初选值， Q_{cal} 为计算管长 L_{cal} 对应的换热量。

如果采用三排管，经过计算发现每排换热管至少需要 22 根才能达到换热量的目标值，图 45 即为每排布置 22 根换热管的计算结果。从图中发现，满足换热量目标值的各选支路数为 5~10。按初选结果完成真实管路连接后输入仿真平台是否能得出与图 45 一样的结论呢？这还需要进一步的验证。

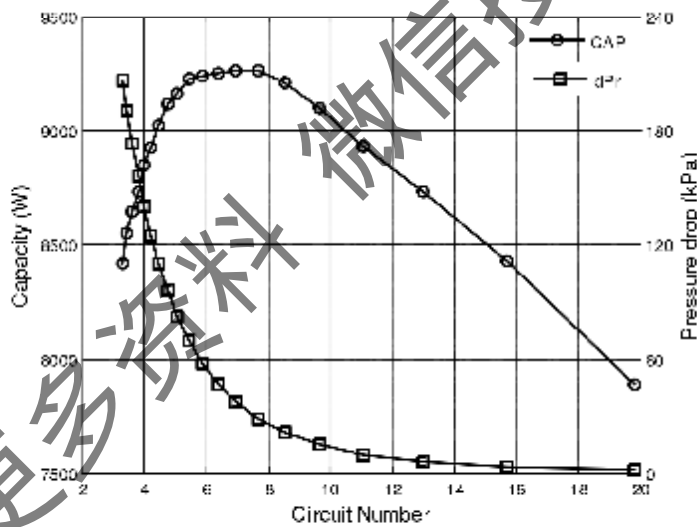


图 45 换热量和压降随管路支路数的变化趋势（3 排管）

Figure 45 Changes of heat capacity and pressure drop with circuit number (3 rows)

一般来说，由于图 45 的结果并没有考虑各支路换热管数量可能存在的不平衡性，所以最终结果会比图 45 显示的差一些，因此需要完成管路连接在翅片管换热器仿真平台上确认最终结果，计算结果见表 14。由于蒸发器模型的边界条件包含了压缩机

的吸气状态,选择最优结果时只要看换热量是否最优即可。对三排管蒸发器而言,7个支路为最优。

表 14 三排管蒸发器仿真结果

Table 14 Simulation results of 3-row evaporators

管排数	每排管数	支路数	管路排布	换热量(W)	压降(kPa)
3	22	5	12-12-14-14-14	9058.5	91.6
3	22	6	10-10-12-10-12-12	9062.1	56.7
3	22	7	8-8-10-10-10-10-10	9322.8	39.4
3	22	8	10-8-8-8-8-8-8-8	9209.2	26.8
3	22	9	6-8-8-6-8-8-6-8-8	9044.9	18.5
3	22	10	8-8-8-6-6-6-6-6-6-6	8769.8	13.1

采用同样的方法对两排管的支路数进行优化设计,并比较两排管和三排管的最优结果。对两排管来说,由于管排数减少,风量会有所增加,假定风量提高 8%,管长从 900mm 提升至 1000mm。同样的,管长的计算范围从 1m 增加到 6m,共计算 20 个点。计算出单位管长换热量随管长的变化曲线见图 46。

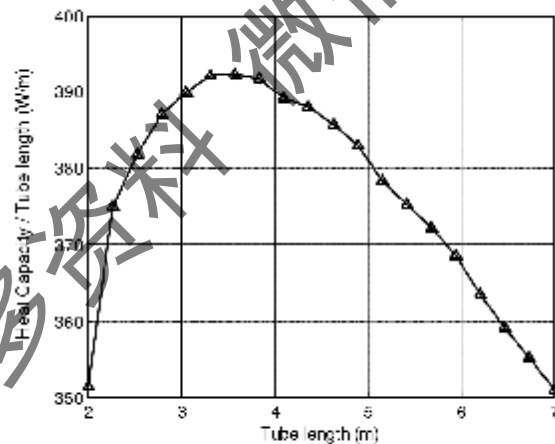


图 46 单位管长换热量随管长的变化 (2 排管)

Figure 46 Changes of unit heat capacity with tube length(2 rows)

计算所得换热量和压降随管路支路数的变化趋势如图 47 所示。如果采用两排管,按公式(51)和式(52)计算,每排换热器管数量至少需要 24 根才能达到换热量目标值,满足换热量目标值的备选支路数为 5~10。按照备选支路数完成换热器管路连接并

输入仿真平台得到的计算结果见表 15。表中给出的结果已经是管路排布优化后的结果。验证表明当支路数为 9 和 10 时，换热量结果明显低于图 47 中的结果，这是因为每个支路的管子数相差 50% 导致换热器性能急剧变差，而图 47 是假设各支路平衡得出的结果。经过验算，对两排管而言最优支路数为 6。

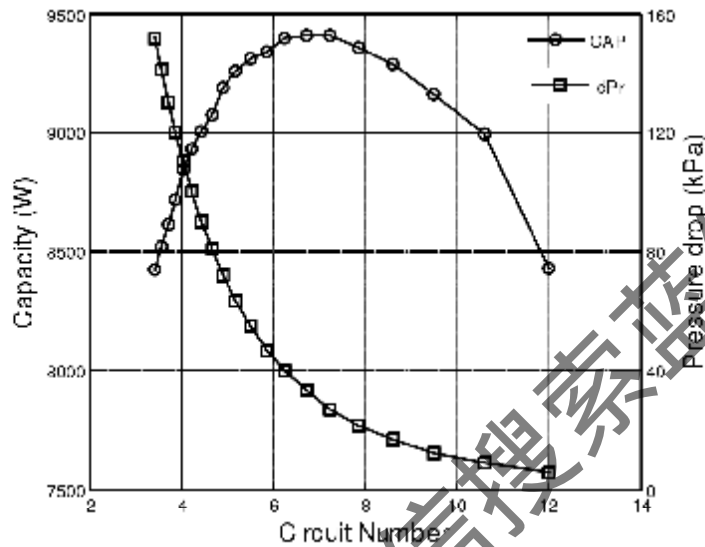


图 47 换热量和压降随管路支路数的变化 (2 排管)

Figure 47 Changes of heat capacity and pressure drop with circuit number (2 rows)

表 15 两排管蒸发器仿真结果

Table 15 Simulation results of 2-row evaporators

管排数	每排管数	支路数	管路排布	换热量(W)	压降(kPa)
2	24	5	10-10-10-10-8	8881.1	70.6
2	24	6	8-8-8-8-8-8	9472.1	48.9
2	24	7	8-8-8-6-6-6-6	9051.3	29.3
2	24	8	6-6-6-6-6-6-6-6	9434.9	22.4
2	24	9	4-4-4-6-6-6-6-6-6	7701.1	10.9
2	24	10	4-4-4-4-4-4-6-6-6-6	7148.5	7.1

综合前面的结果，考虑到三排管的换热管总数为 66 比两排管的换热管总数 48 多出不少，考虑成本因素最终将翅片管蒸发器的离散型设计参数定为管排数为 2，每排换热管根数为 24，支路数为 6。

4.2 换热器连续型参数的优化方法

本节将采用田口方法体系对连续变化的结构参数在约束范围内进行稳健设计。

4.2.1 影响因子分析

首先调用影响因子分析模块对设计参数进行筛选排序。目前对换热器的结构参数优化中, 研究人员往往是假定风侧阻力不变, 风量为常数的条件下进行的, 换热器模型也不计算空气侧阻力。但实际上, 结构参数的变化会改变风侧阻力, 从而改变风机风量, 本节分别在给定风量和给定风机曲线两种条件下对参数进行了分析, 通过比较阐述了结合风机模型对换热器优化的重要性, 以确保后续工作的合理性。

蒸发器模型给定换热量为 9kW, 选取蒸发温度作为响应变量, 因为在给定换热量的情况下, 蒸发温度越高, 意味着系统的能效比越高, 蒸发温度可以作为蒸发器的质量特性值。表 16 列出了蒸发器的连续型结构参数及其范围, 参数可行范围由企业提供。由于仿真平台易于计算, 在进行数字试验设计时, 完全可以选取更多的水平数如 5 水平, 来反映可能存在的设计参数对质量特性影响的非线性。试验设计采取全因子设计, 计算次数为 $5^4=625$ 次。

表 16 翅片管蒸发器的控制因子

Table 16 Control factors of fin-and-tube evaporators

管长(mm)	900/950/1000/1050/1100
翅片间距(mm)	1.56/1.48/1.41/1.34/1.28
排间距(mm)	11.43/12.07/12.7/13.33/13.97
管间距(mm)	19.43/20.51/21.59/22.67/23.75

风量为给定值($=1650\text{m}^3/\text{hr}$)。对表 16 中控制因子的水平数进行全因子试验设计, 并用翅片管蒸发器模型求解。图 48 所示的蒸发温度的主效应因子图, 从图中可以看出: 管长对蒸发温度的影响最大, 在计算范围内管长越长, 制冷剂侧换热面积越大, 蒸发温度越高; 其次是翅片间距和排间距, 由于翅片间距减小对风侧换热面积的贡献更大, 所以它对蒸发温度的影响也更大一些。管间距对蒸发温度的影响非常小且为负, 当管间距变化了 20% 时, 蒸发温度也只有 0.1K 左右的变化, 这是因为管间距增大下, 虽然风侧换热面积也会相应增加, 但由于风量给定, 管间距增加也就意味着迎面风速的减小, 会削弱风侧的换热能力, 在两个因素的共同作用下, 在该参数

范围内管间距对蒸发温度的贡献为负。

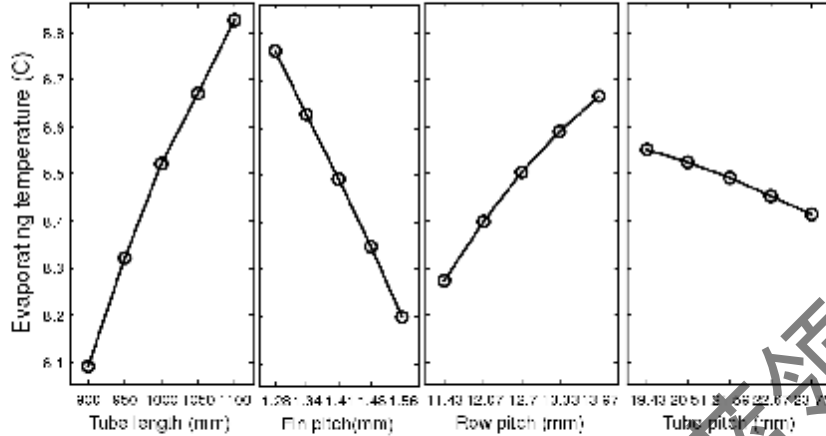


图 48 蒸发温度的主效应因子图（给定风量）

Figure 48 Main effect chart of evaporating temperature (fixed airflow rate)

图 49 为统计结果的帕累托图，该图是分别计算设计参数在不同设置水平下的均值，再计算均值差的权重而得出的，计算过程见表 17。从图 49 中看出，管长、翅片间距和排间距三个因子对蒸发温度的影响占到了 92% 以上。其中管长影响最大约占 40.11%，其次翅片间距的影响约占 30.86%，排间距的影响约占 21.39%，而管间距对蒸发温度的影响最小约占 7.64%。

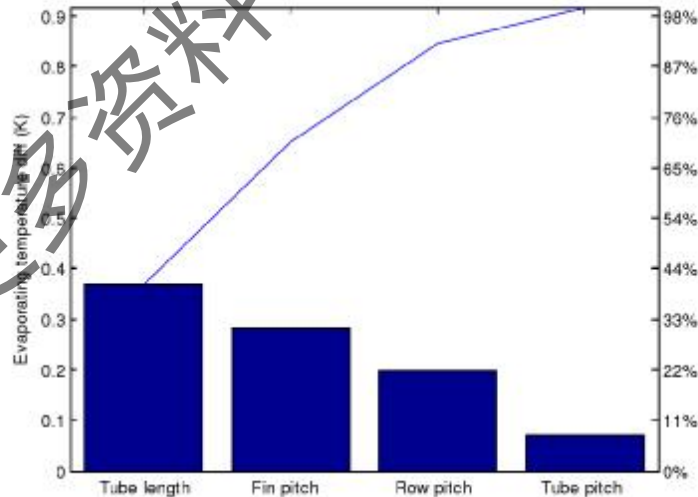


图 49 帕累托图（给定风量）

Figure 49 Pareto chart (fixed airflow rate)

表 17 基于仿真的影响因子分析结果（给定风量）

Table 17 Results of model-based factor analysis (fixed airflow rate)

	设计参数水平	蒸发温度均值(°C)	$ A_{avg} /2(K)$	权重
管长(mm)	900	8.0904		
	950	8.3220		
	1000	8.5220		
	1050	8.6702		
	1100	8.8268	0.3682	40.11%
翅片间距(mm)	1.56	8.7641		
	1.48	8.6293		
	1.41	8.4919		
	1.34	8.3485		
	1.28	8.1976	0.28325	30.86%
排间距(mm)	11.43	8.2733		
	12.07	8.4000		
	12.7	8.5029		
	13.33	8.5893		
	13.97	8.6660	0.19635	21.39%
管间距(mm)	19.43	8.5526		
	20.51	8.5238		
	21.59	8.4905		
	22.67	8.4520		
	23.75	8.4125	0.07005	7.64%

上述分析结果的前提条件是给定风量，但实际上管长、翅片间距、管间距和排间距的变化，都会引起风侧阻力的变化，从而导致风量发生变化。所以对换热器而言，如果不结合风机曲线模拟风机运行工况的变化，则无法真实反应设计参数对质量特性的影响大小。

为了有更准确的分析，我们在换热器模型中加入风机曲线，风机的工作状态为定转速。翅片管蒸发器控制因子的水平设置与表 16 相同。试验设计采取全因子设计，计算次数仍为 $5^4=625$ 次。影响因子分析模块的部分仿真结果见表 18。

表 18 基于仿真的影响因子分析结果（给定风机曲线）

Table 18 Results of model-based factor analysis (with fan curve)

	设计参数水平	蒸发温度均值(°C)	$ A_{avg} /2(K)$	权重
管长(mm)	900	7.9147	0.46495	50.15%
	950	8.2062		
	1000	8.4560		
	1050	8.6541		
	1100	8.8446		
翅片间距(mm)	1.56	8.6338	0.2303	24.84%
	1.48	8.5379		
	1.41	8.4245		
	1.34	8.3061		
	1.28	8.1732		
排间距(mm)	11.43	8.2261	0.17005	18.34%
	12.07	8.3417		
	12.7	8.4326		
	13.33	8.5094		
	13.97	8.5662		
管间距(mm)	19.43	8.3355	0.0618	6.67%
	20.51	8.3952		
	21.59	8.4327		
	22.67	8.4529		
	23.75	8.4591		

图 50 为蒸发温度的主效应因子图。从图中可以看出：

①管长对蒸发温度的影响最大，权重达 50.15%，这一点与给定风量的结果一致，只是影响要更剧烈一些。这是因为在风机曲线的作用下，管长越长，风速会降低，风阻减小，风量增大的结果，当然系统会找到自身运行的稳定点。

②翅片间距对蒸发温度的影响（权重达 24.84%）比给定风量的结果小，并且随着翅片间距的减小，它对蒸发温度的提高贡献越来越小，甚至会导致蒸发温度的降低，这是因为翅片间距的减小虽然增加了风侧换热面积，但也增大了风侧阻力，导致风量下降的结果。

③排间距对蒸发温度的影响权重为 18.34%，排间距增大虽然增加了空气侧换热面积，但同时也增加了空气的流动长度即空气侧阻力，会减小风量。由于排间距对阻力的影响低于翅片间距对空气侧流通面积的影响，所以它对蒸发温度的贡献也弱于翅片间距。

④管间距对蒸发温度的影响与给定风量的结果相反，在计算范围内，管间距越大，蒸发温度越高。这是因为管间距的增加，一方面增加了风侧的换热面积，另一方面减小了风侧阻力，使得风量增加从而提高蒸发温度。它的影响也是非线性的，风速的减小会导致风量的增加但同时也会降低风侧换热系数。

上述设计参数对换热器性能的影响存在最优值，对何时出现最优值及它们对质量特性的贡献大小与风机曲线的形状相关：如果运行工况点在风机曲线比较陡的阶段，那么风量随空气侧阻力变化不大，结果接近给定风量条件的结果，如果运行点在风机曲线比较平缓的阶段，则与给定风量的结果相差大，甚至得到完全相反的趋势。

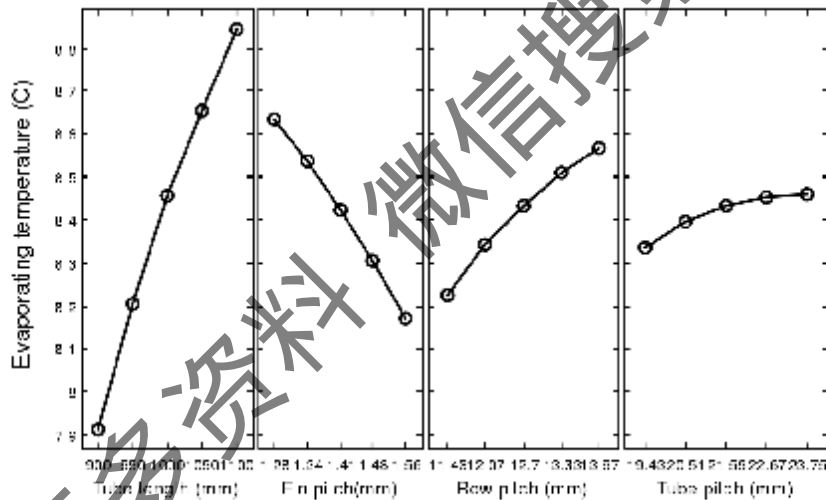


图 50 蒸发温度的主效应因子图（给定风机曲线）

Figure 50 Main effect of control factors on evaporating temperature (with fan curve)

综上所述，由于更改管长、翅片间距、管间距和排间距等设计参数，都会涉及到风侧阻力及风量的变化，在这种条件下定风量的边界条件不合理。所以，换热器模型应该结合风机曲线来进行稳健优化设计，而且只有这样部件的优化结果才同样适用于系统。

4.2.2 设计参数的稳健设计

选定管长、翅片间距、管间距和排间距四个设计参数作为可控因子，利用稳健参数优化模块研究四个参数的最优水平组合。对管长、翅片间距、排间距和管间距考虑取三水平见表 19。影响蒸发温度均值的噪声因子选取换热器制造的不确定性和风量的不确定性。根据实际经验，换热器制造的不确定性一般都会造成性能的下降，相对制造而言，仿真模型的假设都是基于理想的情况，换热器制造的不确定性可以用换热器效率的损失来表示，根据工厂经验该损失的范围是-7%以内，所以噪声因子可取两水平 0.93 和 1.0。风量也存在不确定性，它与风机的制造、安装有关，风量噪声水平约为±5%之间，所以噪声因子可取两水平取两水平 0.95 和 1.05。由于是基于模型的稳健性计算，计算成本忽略不计，可采用全因子设计，一共要计算 $3^4 \times 2 \times 2 = 324$ 次。生成的计算表格和仿真结果见表 19。表中外表为噪声因子，内表为可控因子。对蒸发器来说，蒸发温度越高对系统性能越有利，信噪比可按望大优化目标来计算。

表 19 翅片管蒸发器稳健参数设计表

Table 19 Taguchi design of fin-and-tube evaporator

		外表				响应变量/质量特性 蒸发温度 $^{\circ}\text{C}$				均值	S/N
		换热器制造		风量不确定性							
噪声因子		0.93	0.93	1.0	1.0	可控因子					
		0.95	1.05	0.95	1.05	管长 (mm)	翅片间距 (mm)	排间距 (mm)	管间距 (mm)		
管长	900	1.56	11.43	19.43	6.356	7.033	6.911	7.593	6.973	16.817	
	900	1.41	11.43	19.43	6.721	7.408	7.254	7.930	7.328	17.255	
	900	1.28	11.43	19.43	7.071	7.762	7.518	8.236	7.647	17.630	
	900	1.56	12.7	19.43	6.660	7.343	7.201	7.881	7.271	17.186	
	900	1.41	12.7	19.43	6.990	7.694	7.472	8.165	7.580	17.553	
	900	1.28	12.7	19.43	7.269	7.974	7.689	8.401	7.833	17.842	
	900	1.56	13.97	19.43	6.889	7.576	7.397	8.066	7.482	17.439	
	900	1.41	13.97	19.43	7.176	7.865	7.614	8.325	7.745	17.743	
	900	1.28	13.97	19.43	7.394	8.117	7.802	8.537	7.962	17.985	
	900	1.56	11.43	21.59	6.447	7.097	7.023	7.661	7.057	16.924	

		外表								
噪声因子		换热器制造		0.93	0.93	1.0	1.0			
		风量不确定性		0.95	1.05	0.95	1.05			
可控因子				响应变量/质量特性				均值	S/N	
管长 (mm)	翅片间距 (mm)	排间距 (mm)	管间距 (mm)	蒸发温度 $^{\circ}\text{C}$						
900	1.41	11.43	21.59	6.844	7.501	7.370	8.027	7.435	17.384	
900	1.28	11.43	21.59	7.201	7.875	7.673	8.347	7.774	17.776	
900	1.56	12.7	21.59	6.781	7.434	7.316	7.963	7.374	17.311	
900	1.41	12.7	21.59	7.122	7.794	7.623	8.276	7.704	17.696	
900	1.28	12.7	21.59	7.457	8.122	7.863	8.547	7.997	18.027	
900	1.56	13.97	21.59	7.050	7.690	7.514	8.152	7.616	17.598	
900	1.41	13.97	21.59	7.347	8.000	7.789	8.465	7.900	17.919	
900	1.28	13.97	21.59	7.589	8.280	7.995	8.659	8.131	18.172	
900	1.56	11.43	23.75	6.439	7.096	7.028	7.651	7.049	16.913	
900	1.41	11.43	23.75	6.869	7.503	7.420	8.023	7.454	17.408	
900	1.28	11.43	23.75	7.248	7.900	7.737	8.368	7.813	17.822	
900	1.56	12.7	23.75	6.806	7.439	7.357	7.964	7.392	17.334	
900	1.41	12.7	23.75	7.171	7.815	7.686	8.298	7.743	17.742	
900	1.28	12.7	23.75	7.521	8.161	7.946	8.610	8.060	18.095	
900	1.56	13.97	23.75	7.092	7.709	7.585	8.203	7.647	17.635	
900	1.41	13.97	23.75	7.391	8.036	7.851	8.489	7.942	17.966	
900	1.28	13.97	23.75	7.685	8.335	8.084	8.726	8.207	18.256	
1000	1.56	11.43	19.43	7.068	7.713	7.589	8.224	7.648	17.634	
1000	1.41	11.43	19.43	7.409	8.073	7.857	8.537	7.966	17.992	
1000	1.28	11.43	19.43	7.690	8.373	8.091	8.776	8.233	18.280	
1000	1.56	12.7	19.43	7.352	8.008	7.811	8.470	7.910	17.930	
1000	1.41	12.7	19.43	7.637	8.311	8.050	8.723	8.180	18.225	
1000	1.28	12.7	19.43	7.873	8.564	8.282	8.970	8.422	18.479	
1000	1.56	13.97	19.43	7.555	8.204	7.977	8.643	8.095	18.134	
1000	1.41	13.97	19.43	7.790	8.468	8.199	8.850	8.327	18.381	

		外表							
噪声因子		换热器制造		0.93	0.93	1.0	1.0		
		风量不确定性		0.95	1.05	0.95	1.05		
可控因子				响应变量/质量特性				均值	S/N
管长 (mm)	翅片间距 (mm)	排间距 (mm)	管间距 (mm)	蒸发温度 $^{\circ}\text{C}$					
1000	1.28	13.97	19.43	8.019	8.675	8.317	9.025	8.509	18.572
1000	1.56	11.43	21.59	7.125	7.756	7.648	8.263	7.698	17.691
1000	1.41	11.43	21.59	7.490	8.117	7.947	8.584	8.034	18.068
1000	1.28	11.43	21.59	7.808	8.464	8.204	8.859	8.334	18.390
1000	1.56	12.7	21.59	7.433	8.056	7.904	8.533	7.982	18.010
1000	1.41	12.7	21.59	7.753	8.389	8.163	8.807	8.278	18.331
1000	1.28	12.7	21.59	8.004	8.668	8.416	9.074	8.541	18.603
1000	1.56	13.97	21.59	7.652	8.280	8.087	8.730	8.187	18.234
1000	1.41	13.97	21.59	7.976	8.586	8.297	8.938	8.435	18.497
1000	1.28	13.97	21.59	8.141	8.796	8.433	9.109	8.620	18.687
1000	1.56	11.43	23.75	7.115	7.726	7.642	8.242	7.681	17.673
1000	1.41	11.43	23.75	7.505	8.104	7.982	8.582	8.043	18.079
1000	1.28	11.43	23.75	7.869	8.476	8.249	8.882	8.369	18.428
1000	1.56	12.7	23.75	7.450	8.045	7.945	8.526	7.992	18.023
1000	1.41	12.7	23.75	7.788	8.390	8.198	8.822	8.300	18.355
1000	1.28	12.7	23.75	8.065	8.701	8.417	9.098	8.570	18.634
1000	1.56	13.97	23.75	7.685	8.290	8.124	8.733	8.208	18.257
1000	1.41	13.97	23.75	7.979	8.590	8.344	8.978	8.473	18.536
1000	1.28	13.97	23.75	8.194	8.840	8.499	9.162	8.674	18.741
1100	1.56	11.43	19.43	7.604	8.282	8.078	8.738	8.176	18.218
1100	1.41	11.43	19.43	7.934	8.603	8.327	8.968	8.458	18.519
1100	1.28	11.43	19.43	8.175	8.839	8.499	9.155	8.667	18.734
1100	1.56	12.7	19.43	7.854	8.559	8.296	8.933	8.410	18.468
1100	1.41	12.7	19.43	8.133	8.788	8.459	9.128	8.627	18.693
1100	1.28	12.7	19.43	8.301	8.973	8.604	9.280	8.790	18.856

噪声因子		外表						均值	S/N	
		换热器制造	0.93	0.93	1.0	1.0				
		风量不确定性	0.95	1.05	0.95	1.05				
可控因子				响应变量/质量特性				均值	S/N	
管长 (mm)	翅片间距 (mm)	排间距 (mm)	管间距 (mm)	蒸发温度 $^{\circ}\text{C}$						
内表	1100	1.56	13.97	19.43	8.071	8.719	8.407			9.043
	1100	1.41	13.97	19.43	8.244	8.905	8.584	9.233	8.743	18.809
	1100	1.28	13.97	19.43	8.383	9.045	8.690	9.364	8.871	18.937
	1100	1.56	11.43	21.59	7.666	8.310	8.090	8.664	8.208	18.254
	1100	1.41	11.43	21.59	7.975	8.641	8.396	9.025	8.509	18.571
	1100	1.28	11.43	21.59	8.258	8.900	8.568	9.221	8.737	18.805
	1100	1.56	12.7	21.59	7.945	8.587	8.364	8.983	8.470	18.532
	1100	1.41	12.7	21.59	8.224	8.555	8.537	9.183	8.700	18.768
	1100	1.28	12.7	21.59	8.404	9.051	8.703	9.353	8.878	18.945
	1100	1.56	13.97	21.59	8.109	8.769	8.487	9.124	8.632	18.700
	1100	1.41	13.97	21.59	8.333	8.979	8.651	9.268	8.808	18.877
	1100	1.28	13.97	21.59	8.497	9.145	8.798	9.446	8.972	19.037
	1100	1.56	11.43	23.75	7.651	8.281	8.111	8.741	8.196	18.242
	1100	1.41	11.43	23.75	7.973	8.615	8.405	9.019	8.503	18.566
	1100	1.28	11.43	23.75	8.287	8.907	8.584	9.252	8.758	18.826
	1100	1.56	12.7	23.75	7.943	8.567	8.374	8.979	8.466	18.528
	1100	1.41	12.7	23.75	8.245	8.851	8.555	9.201	8.713	18.782
	1100	1.28	12.7	23.75	8.417	9.068	8.734	9.367	8.897	18.964
	1100	1.56	13.97	23.75	8.142	8.767	8.510	9.138	8.639	18.706
	1100	1.41	13.97	23.75	8.369	9.000	8.656	9.307	8.833	18.901
1100	1.28	13.97	23.75	8.522	9.172	8.817	9.473	8.996	19.060	

通过对表 19 中的仿真结果进行统计分析并生成相关分析图表可得到蒸发温度的主效应因子图（图 51）和信噪比的主效应因子图（图 52）。从图中可以看出，4 个可控因子都会不同程度地影响响应变量的稳定性，且影响趋势和对响应变量自身的

影响一致,其对蒸发温度的贡献大小为管长>翅片间距>排间距>管间距。从表 19 的仿真结果可以看出,假定蒸发温度的下规格限 LSL 为 8.0°C,管长为 900mm 的所有组合均无法在噪声干扰下都达到蒸发温度的下规格限;当管长增至 1000mm,共有 6 组参数组合能达到下规格限(表 19 中加粗斜体字标识)。选取哪组参数还要结合换热器外观尺寸的要求和成本因素来综合考虑和优化。考虑到响应变量对管间距的变化不敏感,可考虑取管间距为 21.59mm,翅片间距为 1.28,排间距为 13.97mm。通过对参数的稳健设计与分析,我们可以不降低噪声,而采用合适设计参数组合,来达到产品的稳定性,这种设计方法远比减少不可控的噪声来得经济。

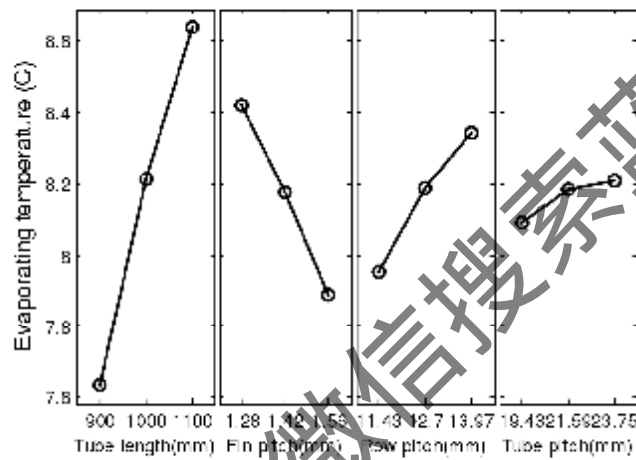


图 51 蒸发温度的主效应因子图

Figure 51 Main effect of evaporating temperature

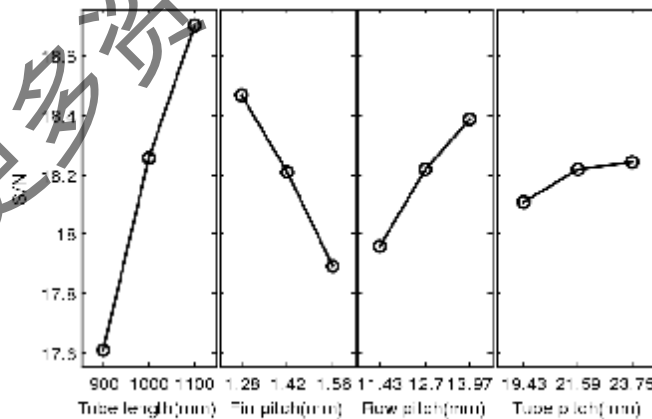


图 52 S/N 的主效应因子图

Figure 52 Main effect of S/N

4.3 换热器质量指标的预测与改进

设计能力分析模块可以预测换热器的均值和分布，并统计设计能力指数 C_{pk} 。在第一章中也提到了 C_{pk} 与质量管理体系中“西格玛水平”的对应关系， C_{pk} 可以作为衡量换热器设计的质量指标。用评价指标来衡量产品的质量，是强调用数据说话，而不是凭直觉与经验行事，采用统计方法进行决策，告诉管理者问题的症结所在。

4.3.1 换热器性能的均值和分布

在产品设计中，任何一个设计参数或质量特性出于制造和使用上的原因都由两部分组成：均值和偏差。容差就是设计中的最大容许偏差，很显然规定的容差越小，则可制造性就越差，成本也越高。为此在参数设计阶段，出于经济的考虑，一般总是先选用较大容差的零部件尺寸，若参数设计后，该产品能达到质量要求，则一般不在进行容差设计，否则就要重新调整各个参数的容差，进行容差设计，以求在最经济的条件下可以达到产品质量要求。本节将重点放在已知设计参数均值、容差及其分布的情况下，评价换热器设计的质量水平，即基于蒙特卡洛模拟计算换热器质量特性的均值、标准差和设计能力指数 C_{pk} 。计算中选取蒸发温度作为质量特性，其下规格限LSL为 8°C 。蒙特卡洛模拟中选取的设计参数和噪声的均值、容差、标准差及其分布见表 20。

表 20 翅片管蒸发器设计参数和噪声的均值、容差、标准差和分布

Table 20 Mean, tolerance, std. deviation and distribution of design and noise factors

设计参数/噪声	均值	容差	标准差	分布
管长(mm)	1000	+/- 3	1.63	正态分布
翅片间距(mm)	1.28	+/- 0.02	0.011	正态分布
排间距(mm)	13.97	+/- 0.5	0.273	正态分布
管间距(mm)	21.59	+/- 0.5	0.273	正态分布
管外径(mm)	7.39	+/- 0.1	0.055	正态分布
换热器制造的噪声	0.965	+/- 0.035	0.02	正态分布
风量的噪声	1.0	+/- 0.05	0.0273	正态分布

表 20 中标准差按三四格玛的水平给出（即随机取值在容差范围内的概率为 93.3%），具体数值可按正态分布的逆累积概率求出。由于蒸发器的质量特性仅有下

规格限LSL, C_{pk} 按式(53)计算, 式中用随机采样的样本标准差 s 对总体标准差 σ 进行估计。

$$C_{pk} = \frac{\mu - LSL}{3s} \quad (53)$$

图 53 为按照表 20 中的参数设置进行蒙特卡洛模拟的结果, 共生成了 10000 组随机数, 相当于调用翅片管蒸发器模型计算 10000 次, 统计得到蒸发温度均值为 8.6412°C , 标准差为 0.20104, C_{pk} 为 1.0632。结果表明蒸发器的质量达到三西格玛 ($C_{pk}=1$)水平, 设计的质量水平一般。

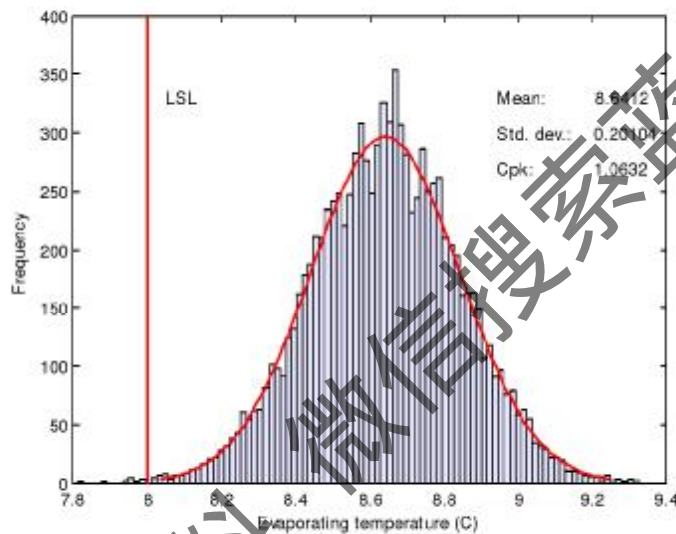


图 53 蒸发器蒙特卡洛模拟结果

Figure 53 Monte Carlo Simulation Results of Evaporator

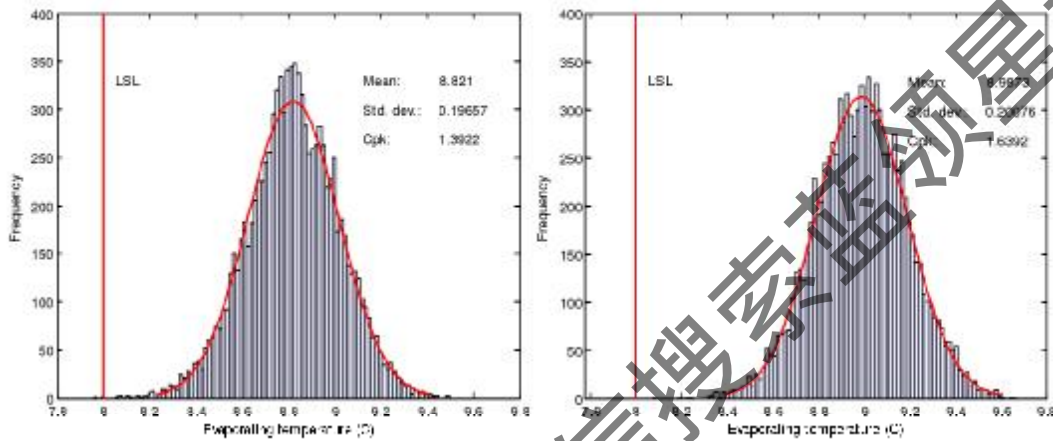
如果要提高蒸发器设计的质量水平至四西格玛水平, 可以采用两种途径: 一是改变设计参数的均值, 二是减小设计参数的容差。下面本节将分别讨论这两种方案, 看它们对提高蒸发器质量水平的效果如何。

4.3.2 换热器质量改进方案的讨论

1) 改变设计参数均值

分别进行了两次蒙特卡洛模拟。①将管长增至 1050mm, 其它参数保持不变 (结果见图 54(a)); ②将管长增至 1100mm, 其它参数保持不变 (结果见图 54 (b))。产品的容差仍按表 20 取值。抽样规模为 10000 次。图 54(a)显示将管长增至 1050mm,

蒸发温度均值为 8.821°C ，标准差为 0.1966 ， C_{pk} 可提高至 1.3922 ，质量水平超过四西格玛水平；当管长增至 1100mm ，图 54(b) 显示蒸发温度均值为 8.9873°C ，标准差为 0.2007 ， C_{pk} 可提高至 1.6392 ，质量水平已经接近五西格玛水平。改变设计参数均值是通过提高质量特性均值来提高 C_{pk} ，虽然管长加长的过程中，蒸发温度的标准差几乎没有变化，但由于蒸发温度的均值提高了，所以 C_{pk} 的计算结果也相应提高。



(a) 管长增至 1050mm

(b) 管长增至 1100mm

图 54 蒸发器蒙特卡洛模拟结果（改变均值）

Figure 54 Monte Carlo Simulation Results of Evaporator (adjust: mean value)

2) 减小设计参数波动

分别进行了两次蒙特卡洛模拟。表 21 中设计了两个算例：方案 A 和 B。方案 A 仅减小设计参数的标准差，将标准差提高至四西格玛水平，即设计参数的随机取值在容差范围内的概率是 99.4%。方案 B 将设计参数和噪声因子的标准差都提升至四西格玛水平。抽样规模均为 10000 次，计算结果见表 21。方案 A 蒸发温度均值为 8.6409°C ，方案 B 蒸发温度均值为 8.6420°C ，两个方案蒸发温度的均值几乎一致，这是因为设计参数和噪声的均值并没有发生改变。但方案 B 的标准差 0.1277 比方案 A 的标准差 0.1920 小很多，所以方案 B 的 C_{pk} 结果比方案 A 也高出不少。方案 A 的 C_{pk} 为 1.1127 ，说明设计参数的波动并不大，仅仅减小设计参数的标准差，对提高产品质量的作用非常有限，该换热器性能的波动主要来自生产制造过程中的噪声，所以必须减小噪声的波动才能提高质量等级。而方案 B 的结果也证明了这一点，减小噪声因子的标准差后， C_{pk} 结果为 1.6722 ，已经有五个西格玛的水平。

表 21 翅片管蒸发器设计参数和噪声的均值、容差、标准差和分布

Table 21 Mean, tolerance, std. deviation and distribution of design / noise factors

设计参数/噪声	均值	容差	方案 A	方案 B
			标准差	标准差
管长(mm)	1000	+/- 3	1.09	1.09
翅片间距(mm)	1.28	+/- 0.02	0.0073	0.0073
排间距(mm)	13.97	+/- 0.5	0.182	0.182
管间距(mm)	21.59	+/- 0.5	0.182	0.182
管外径(mm)	7.39	+/- 0.1	0.0364	0.0364
换热器制造的噪声	0.965	+/- 0.035	0.02	0.0125
风量的噪声	1.0	+/- 0.05	0.027	0.0182
结果				
蒸发温度均值(°C)			8.6400	8.6420
样本标准差			0.1920	0.1277
设计能力指数 C_{pk}			1.1727	1.6722

综上所述,要提高翅片管蒸发器的质量等级,在不改变参数设计的情况下,必须控制噪声水平,而这在实际生产操作难度大。可行的方法还是通过改变设计参数均值来提高换热器的质量等级。考虑到翅片间距已经很小了,不宜增加;而管间距超过 21.59mm 对蒸发温度和信噪比的影响都非常有限(曲线平缓),综合考虑确定设计参数均值见表 22。

表 22 翅片管蒸发器设计参数的均值

Table 22 Design parameters of fin-and-tube evaporator

管排数	2 排
每排换热管根数	24
管长(mm)	1100
翅片间距/厚度(mm)	1.28 / 0.1143
排间距(mm)	13.97
管间距(mm)	21.59
管径/壁厚(mm)	7.39 / 0.254
管路连接方式(支路数)	6

4.4 换热器稳健设计方法可靠性验证

本文对基于仿真的稳健设计方法的可靠性验证从两个方面入手：一是仿真模型是否可靠？模型的可靠性主要是通过实验研究来完成，与之相关的工作参见第三章。二是采用的方法是否可靠？本研究采用设计能力指数作为质量指标考查产品的稳健性。换言之，研究方法是否可靠，需要讨论设计能力指数的计算过程是否可靠？设计能力指数是通过蒙特卡洛模拟来求得的，蒙特卡洛模拟涉及到几个关键因素，如对设计参数和噪声因子选取抽样分布、样本规模和随机数的选取等。从而，研究方法的可靠性可归结到讨论蒙特卡洛模拟关键因素的可靠性。本文从两个方面来论证这些因素的可靠性：一是抽样分布是否与实际生产相符？二是基于随机模型的计算结果是否有重复性，它自身的波动情况是否在可接受的范围内。

抽样分布

前文中蒙特卡洛模拟采用的抽样方法是给定参数的均值和标准差，按正态分布抽取随机数。选取正态分布是有原因的，它是质量管理中最常见的连续分布，很多质量特性 X 都可以用正态分布来描述其取值的规律性。数学理论上也可以证明，如果某项指标受到很多项随机因素的干扰，且每项干扰都很小的话，则所有干扰影响的综合结果将导致此项指标的分布为正态分布。事实上，很多生产过程的最终指标都具有这种特点，因此设计参数和噪声的输入分布本身都应该是正态分布，这与实际生产的情况也是相符的。对正态分布而言，需要已知随机变量的均值和标准差，但在实际生产中只有样本规模足够大才能获取这些参数。因此在企业中，也经常用三角形分布来抽取随机数进行蒙特卡洛模拟。三角形分布就是分布密度呈现三角形的分布（如图 55）。这种分布要指定三个参数：下端点、上端点及众数。而这三个参数在实际生产中比较容易确定，样本规模也不需要很大。

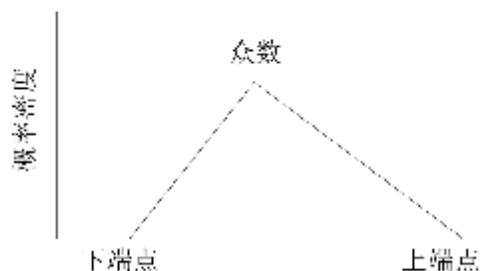


图 55 三角形分布

Figure 55 Triangular distribution

我们尝试按三角形分布抽取随机数对翅片管换热器进行蒙特卡洛模拟，并与按正态分布抽样的结果进行对比。翅片管蒸发器设计参数和噪声的分布见表 23，正态分布的均值和标准差与表 20 相同，其质量水平按三西格玛来取，即有 93.9% 的数据分布在容差范围内；三角形分布按正三角来确定，下端点和上端点由参数的均值和容差来确定，对三角形分布而言，100% 的数据都分布在容差范围内。

表 23 翅片管蒸发器设计参数和噪声的分布

Table 23 Distribution of design / noise factors in fin-and-tube evaporator

设计参数/噪声	正态分布		三角形分布		
	均值	标准差	下端点	众数	上端点
管长(mm)	1000	1.63	997	1000	1003
翅片间距(mm)	1.28	0.011	1.26	1.28	1.41
排间距(mm)	13.97	0.273	13.47	13.97	14.47
管间距(mm)	21.59	0.273	21.09	21.59	22.09
管外径(mm)	7.39	0.055	7.29	7.39	7.49
蒸发器制造的噪声	0.965	0.02	0.93	0.965	1.0
风量噪声	1.0	0.0273	0.95	1.0	1.05
结果					
蒸发温度均值(°C)		8.6412			8.6494
蒸发温度标准差		0.2010			0.1484
设计能力指数 C_{pk}		1.0632			1.4588

蒙特卡洛模拟的结果见表 23。从中看出正态分布和三角形分布计算的均值相差不多，但三角形分布的标准差明显小于正态分布抽样的标准差，从而导致 C_{pk} 结果比正态分布抽样高出不少，质量评级要高出两个西格玛水平。这给我们一个提示，如果工厂只能提供三角形分布的数据，产品质量的评价很可能过于乐观，实际质量将低于预期结果。要使稳健设计方法可靠，生产中要积累更多数据，增加样本规模，尽量按正态分布抽样计算。

样本规模

样本规模需要多大，才能使蒙特卡洛模拟输出的均值和标准差趋于稳定？这也是衡量稳健设计方法是否可靠的重要指标。针对表 23 中定义的设计参数和噪声的分

布，一次性抽取 20000 个随机数，分别按样本规模从 1000 到 20000 不到，计算蒸发温度的均值、标准差和 C_{pk} 随样本规模变化的敏感性。图 56 为蒸发温度均值和标准差随样本规模的变化趋势。从图中可以发现，蒸发温度均值和标准差随着样本规模的增加都逐渐趋于稳定。当样本规模超过 4000 时，蒸发温度均值的变化在 0.002K 之内，标准差的变化在 0.002 之内，因此可以认为它们的结果基本无变化。

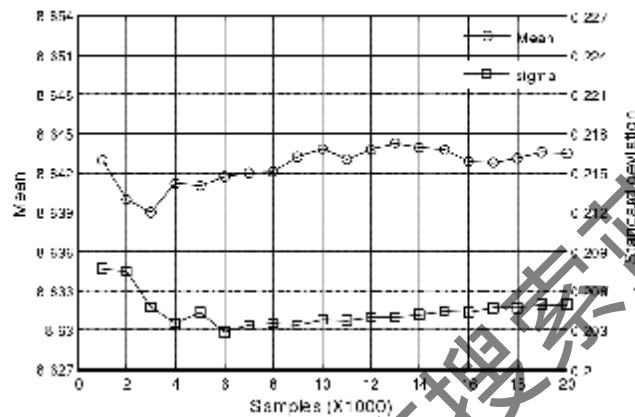


图 56 样本规模对蒸发器均值和标准差预测结果的影响

Figure 56 The impact of sample scale on the mean and std. deviation prediction results of evaporator

图 57 为设计能力指数 C_{pk} 随样本规模的变化趋势。从中可以发现， C_{pk} 的结果随着样本规模的增加逐渐趋于稳定，当样本规模超过 4000 时， C_{pk} 的变化在 0.01 之内，误差仅 1%。总之，只要样本达到一定规模，蒙特卡洛模拟的结果是稳定的。

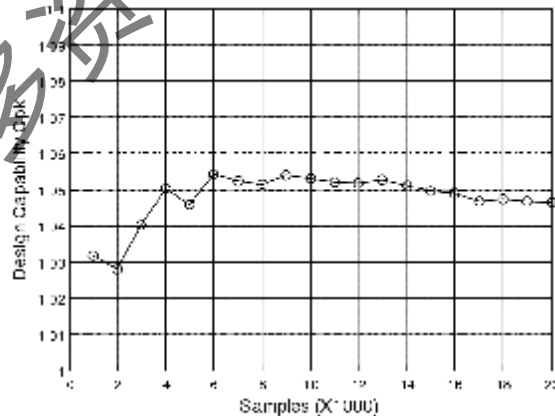


图 57 样本规模对蒸发器 C_{pk} 预测结果的影响

Figure 57 The impact of sample scale on the C_{pk} prediction results of evaporator

随机数的选取

样本规模一致的情况下，随机数的选取对蒙特卡洛模拟的结果是否有影响呢？可以在一定的样本规模下，重复抽取随机数进行蒙特卡洛模拟，看结果是否有可重复性。由于计算机产生的随机数是通过递推的方法得来的，必须有一个初始值，即随机种子。一般情况下，随机数都是从默认随机数流中得到数据的，也可以创建自己的数据流对象，如果希望MATLAB在不同程序段产生不同的随机数据，可以将默认数据流设置为基于时钟的，本文的研究也是采用这样的方法对翅片管蒸发器进行了重复抽取随机数的研究，即每次抽取的随机种子不同。分别抽取 2 组随机数用于蒙特卡洛模拟的结果见图 58。结果说明，尽管每次抽取的随机数不同，随机种子也不同，但最后统计出来的 C_{pk} 的结果都有非常好的重复性，它们随着样本规模的增加逐渐趋于稳定，变化趋势也比较接近，且最终结果的误差在 1% 之内，这也说明翅片管换热器蒙特卡洛模拟的结果受随机数选取的影响可以忽略，结果是可靠的。

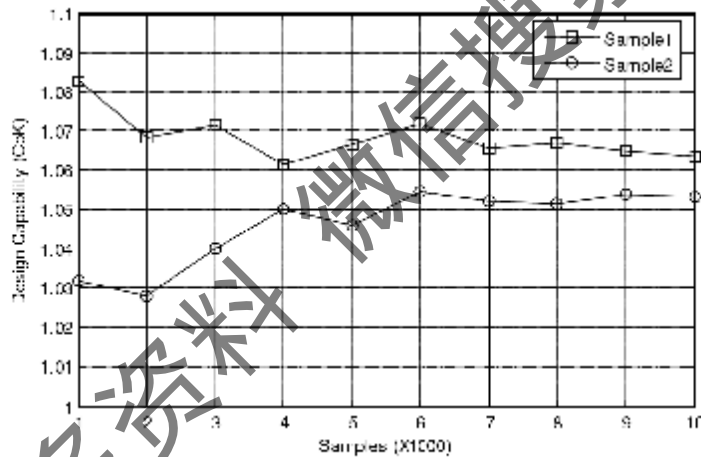


图 58 随机数的选取对蒸发器预测结果的影响

Figure 58 The impact of random number on the prediction results of evaporator

4.5 本章小结

本章利用翅片管换热器的仿真模型对翅片管蒸发器的稳健设计进行了研究，给出了基于仿真的翅片管换热器稳健设计的完整过程。稳健设计依次按四个步骤进行，首先对翅片管蒸发器的离散型设计参数的取值进行了优化，如管排数、每排换热管根数和制冷剂的支路数；其次对连续型设计参数进行影响因子的分析，从中筛选出重要的设计参数，如管长、翅片间距、排间距和管间距等；然后对重要设计参数进行了稳健参数优化，综合考察其对响应变量均值和信噪比的贡献，初步确定设计参数的均值；最后采用蒙特卡洛模拟来估计蒸发器质量特性的均值、标准差和设计能力指数，并从改变设计参数均值和减小设计参数容差两个角度分别给出了提高蒸发器质量等级的方案。此外，还对翅片管换热器稳健设计方法的可靠性进行了验证，并发现制造企业常用的三角形分布抽样方法尽管所需样本量少，但是由此获得的产品质量西格玛等级将被显著高估。

获取更多资料

微信搜索

第五章 基于仿真的风冷冷风制冷系统稳健设计方法

续部件稳健设计之后，本章将以轻型商用空调器为具体研究对象，讨论基于仿真的风冷冷风制冷系统稳健设计的应用研究。制冷系统由压缩机、蒸发器、冷凝器和节流装置等部件组成。部件设计完成以后，每个部件的输出性能都是一个分布，而非只有均值。部件的波动可以作为系统的噪声输入，在已知部件性能输出分布的情况下，如何用仿真的手段获得系统性能的分布并减少系统性能的波动是本章讨论的重点。本章首先讨论在部件输入噪声的干扰下，节流元件和制冷剂充注量的稳健优化方法，其次对制冷系统的质量指标进行预测，并评价其质量设计水平，然后基于成本模型和质量损失函数对制冷系统组成部件的公差进行设计与优化，讨论减小系统波动的经济性解决方案。最后，对制冷系统稳健设计方法的可靠性进行了验证。

5.1 系统参数的稳健设计

换热器稳健设计完成之后，需要匹配的系统参数不多，但基于稳健设计理论的系统参数最佳匹配与传统匹配方法不同，必须在部件输入噪声矩阵的干扰下进行。实际制造或安装过程中的不确定因素可作为部件的输入噪声，其波动大小和分布可按企业提供的产品数据来设置。如：

- 蒸发器制造噪声按 $-7\% \sim 0\%$ 来输入，在模型中该噪声可体现在蒸发器整体换热系数 U_e 上，即 NF_{U_e} 取两水平 0.93 和 1.0；
- 蒸发器风量噪声按 $\pm 5\%$ 来输入，即 NF_{V_e} 取两水平 0.95 和 1.05；
- 冷凝器制造噪声按 $-7\% \sim 0\%$ 来输入，在模型中该噪声可体现在蒸发器整体换热系数 U_c 上，即 NF_{U_c} 取两水平 0.93 和 1.0；
- 冷凝器风量噪声按 $\pm 5\%$ 来输入，即 NF_{V_c} 取两水平 0.95 和 1.05；
- 压缩机流量噪声按 $\pm 5\%$ 来输入，即 NF_m 取两水平 0.95 和 1.05；
- 压缩机功耗噪声按 $\pm 5\%$ 来输入，即 $NF_{P_{ow}}$ 取两水平 0.95 和 1.05。

接下来，确定制冷系统在噪声扰动下，短管直径和充注量的最佳匹配结果，分为以下四个步骤：

1) 在噪声矩阵的干扰下, 优化各噪声水平组合下的短管直径

制冷系统有两个质量特性: 制冷量和能效比。制冷系统的质量评价一般是达到制冷量的要求下, 能效比越高越好。我们在匹配短管(Accurator)和充注量时也遵循这一原则, 即以短管直径为变量(长度为定值, $L=9.52\text{mm}$), 以能效比最大为优化目标, 来优化短管直径的取值。稳健设计不是对单点进行, 而是针对系统输入的噪声矩阵进行。系统输入噪声有 6 个, 分别为 NF_{Uc} , NF_{Vc} , NF_{Uc} , NF_{Vc} , NF_{ir} 和 NF_{Pow} 。按全因子生成计算正交矩阵, 共有 $2^6=64$ 组。即优化会在 64 组噪声水平的组合下分别进行, 分别求得在该噪声组合下, 短管的最优直径及其所对应的制冷量和能效比。系统输入噪声矩阵及其短管直径的优化结果见表 24。

表 24 系统噪声矩阵中短管直径的优化结果

Table 24 Optimal accurator diameters in the system noise matrix

系统输入噪声						优化目标: 能效比最高		
NF_{Uc}	NF_{Vc}	NF_{Uc}	NF_{Vc}	NF_{ir}	NF_{Pow}	$d(\text{mm})$	CAP(W)	COP
0.93	0.95	0.93	0.95	0.95	0.95	1.402	9069.7	3.341
1	0.95	0.93	0.95	0.95	0.95	1.405	9133.3	3.356
0.93	1.05	0.93	0.95	0.95	0.95	1.407	9203.3	3.372
1	1.05	0.93	0.95	0.95	0.95	1.409	9278.3	3.389
0.93	0.95	1	0.95	0.95	0.95	1.407	9101.4	3.382
1	0.95	1	0.95	0.95	0.95	1.410	9164.8	3.398
0.93	1.05	1	0.95	0.95	0.95	1.412	9236.0	3.414
1	1.05	1	0.95	0.95	0.95	1.414	9310.6	3.431
0.93	0.95	0.93	1.05	0.95	0.95	1.426	9106.7	3.360
1	0.95	0.93	1.05	0.95	0.95	1.427	9172.2	3.376
0.93	1.05	0.93	1.05	0.95	0.95	1.428	9245.5	3.392
1	1.05	0.93	1.05	0.95	0.95	1.437	9311.5	3.410
0.93	0.95	1	1.05	0.95	0.95	1.430	9140.1	3.401
1	0.95	1	1.05	0.95	0.95	1.432	9204.2	3.417
0.93	1.05	1	1.05	0.95	0.95	1.437	9273.4	3.434
1	1.05	1	1.05	0.95	0.95	1.439	9348.3	3.452
0.93	0.95	0.93	0.95	1.05	0.95	1.433	9641.5	3.504
1	0.95	0.93	0.95	1.05	0.95	1.435	9709.8	3.519

系统输入噪声						优化目标：能效比最高		
NF _{Uc}	NF _{Vc}	NF _{Uc}	NF _{Vc}	NF _{in}	NF _{pow}	d(mm)	CAP(W)	COP
0.93	1.05	0.93	0.95	1.05	0.95	1.437	9799.3	3.538
1	1.05	0.93	0.95	1.05	0.95	1.438	9877.7	3.555
0.93	0.95	1	0.95	1.05	0.95	1.437	9679.5	3.549
1	0.95	1	0.95	1.05	0.95	1.438	9747.9	3.565
0.93	1.05	1	0.95	1.05	0.95	1.442	9836.0	3.584
1	1.05	1	0.95	1.05	0.95	1.445	9912.7	3.602
0.93	0.95	0.93	1.05	1.05	0.95	1.455	9690.0	3.530
1	0.95	0.93	1.05	1.05	0.95	1.457	9757.7	3.546
0.93	1.05	0.93	1.05	1.05	0.95	1.462	9844.4	3.567
1	1.05	0.93	1.05	1.05	0.95	1.465	9930.4	3.585
0.93	0.95	1	1.05	1.05	0.95	1.466	9724.0	3.574
1	0.95	1	1.05	1.05	0.95	1.459	9797.7	3.591
0.93	1.05	1	1.05	1.05	0.95	1.468	9879.3	3.612
1	1.05	1	1.05	1.05	0.95	1.470	9956.6	3.630
0.93	0.95	0.93	0.95	0.95	1.05	1.401	9066.9	3.032
1	0.95	0.93	0.95	0.95	1.05	1.404	9128.7	3.046
0.93	1.05	0.93	0.95	0.95	1.05	1.405	9200.8	3.060
1	1.05	0.93	0.95	0.95	1.05	1.410	9271.8	3.075
0.93	0.95	0.95	0.95	0.95	1.05	1.406	9098.8	3.070
1	0.95	0.95	0.95	0.95	1.05	1.409	9161.3	3.084
0.93	1.05	1	0.95	0.95	1.05	1.412	9231.8	3.099
1	1.05	1	0.95	0.95	1.05	1.414	9306.6	3.114
0.93	0.95	0.93	1.05	0.95	1.05	1.424	9104.8	3.055
1	0.95	0.93	1.05	0.95	1.05	1.427	9167.5	3.069
0.93	1.05	0.93	1.05	0.95	1.05	1.432	9234.7	3.084
1	1.05	0.93	1.05	0.95	1.05	1.436	9307.7	3.100
0.93	0.95	1	1.05	0.95	1.05	1.429	9136.8	3.092
1	0.95	1	1.05	0.95	1.05	1.432	9200.4	3.107
0.93	1.05	1	1.05	0.95	1.05	1.435	9271.1	3.122
1	1.05	1	1.05	0.95	1.05	1.438	9345.4	3.139

系统输入噪声						优化目标：能效比最高		
NF _{Uc}	NF _{Vc}	NF _{Uc}	NF _{Vc}	NF _m	NF _{Pow}	d(mm)	CAP(W)	COP
0.93	0.95	0.93	0.95	1.05	1.05	1.431	9639.4	3.179
1	0.95	0.93	0.95	1.05	1.05	1.432	9707.4	3.192
0.93	1.05	0.93	0.95	1.05	1.05	1.431	9803.3	3.210
1	1.05	0.93	0.95	1.05	1.05	1.436	9874.2	3.225
0.93	0.95	1	0.95	1.05	1.05	1.436	9676.1	3.221
1	0.95	1	0.95	1.05	1.05	1.438	9743.7	3.235
0.93	1.05	1	0.95	1.05	1.05	1.441	9832.7	3.253
1	1.05	1	0.95	1.05	1.05	1.442	9910.6	3.268
0.93	0.95	0.93	1.05	1.05	1.05	1.453	9686.8	3.209
1	0.95	0.93	1.05	1.05	1.05	1.455	9753.7	3.223
0.93	1.05	0.93	1.05	1.05	1.05	1.460	9841.5	3.242
1	1.05	0.93	1.05	1.05	1.05	1.464	9917.0	3.258
0.93	0.95	1	1.05	1.05	1.05	1.460	9719.4	3.249
1	0.95	1	1.05	1.05	1.05	1.460	9790.5	3.264
0.93	1.05	1	1.05	1.05	1.05	1.466	9877.1	3.283
1	1.05	1	1.05	1.05	1.05	1.469	9953.4	3.300

由表 24 可知，在不同噪声水平的组合下，短管最优直径的范围在 1.40~1.47mm 之间。最小值发生在 NF_{Uc}=0.93、NF_{Vc}=0.95、NF_{Uc}=0.93、NF_{Vc}=0.95、NF_m=0.95 和 NF_{Pow}=1.05 的情况下，此时噪声的取值均不利于系统性能，所以在此噪声水平的组合下，制冷量和能效比都是最低的；而短管最优直径的最大值发生在 NF_{Uc}=1.0、NF_{Vc}=1.05、NF_{Uc}=1、NF_{Vc}=1.05、NF_m=1.05 和 NF_{Pow}=0.95 的情况下，在此噪声水平的组合下，制冷量和能效比都是最高的。

2) 确定短管直径的范围使制冷量和能效比达到目标

在不同噪声水平的组合下，短管最优直径的范围是 1.40~1.47mm 之间，那短管直径在此范围内取何值，系统最稳健呢？图 59 为制冷量和能效比随短管直径的变化曲线，计算结果是按噪声组合的均值水平计算，即 NF_{Uc}=0.965、NF_{Vc}=1.0、NF_{Uc}=0.965、NF_{Vc}=1.0、NF_m=1.0 和 NF_{Pow}=1.0。横坐标为短管的直径，纵坐标为系统性能实际值与目标值的比值，大于 1 为到达目标，而小于 1 为不合格。轻型商用空调器制冷量设计目标值 9500W，能效比设计目标为 3.3。从图 59 中可以看出，要使制冷量和能

效比同时达到目标，短管直径的可选范围为 1.37mm~1.45mm。此外，从图中还可以观察到在短管可选范围内，制冷量下降明显而能效比则变化平缓，特别是当短管直径在 1.4mm~1.45mm 范围内时，能效比的曲线几乎水平，这一范围也在表 24 中短管最优直径的范围之内，这说明短管直径在此范围内取值系统能效比最稳健。

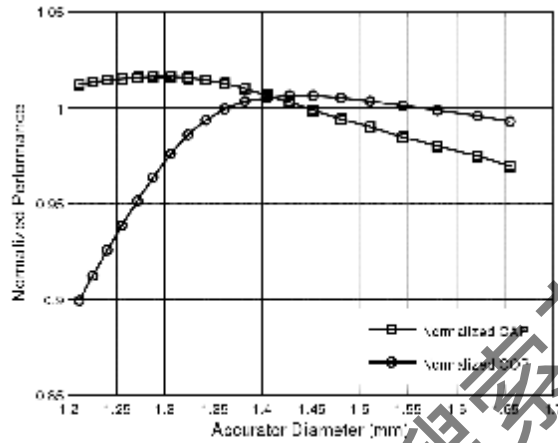


图 59 制冷量和能效比随短管直径的变化曲线

Figure 59 Normalized CAP and COP change with the accurator diameter

3) 在短管直径的范围内分析系统性能均值对噪声组合的敏感度

下面将计算短管直径取 1.40mm、1.41mm、1.42mm、1.43mm、1.44mm、1.45mm、1.46mm 和 1.47mm 时，系统在 64 组噪声水平组合下制冷量和能效比的均值。

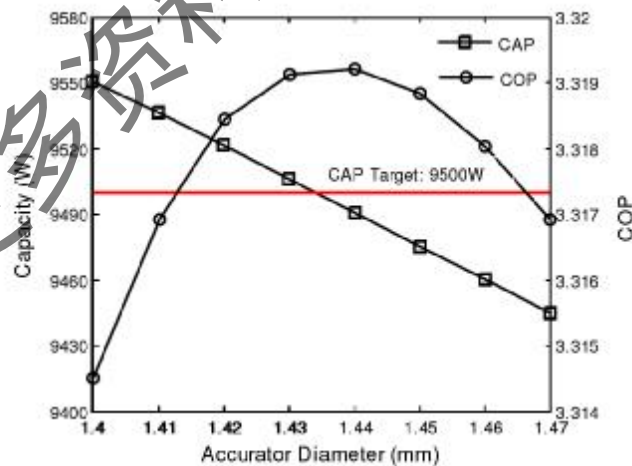


图 60 制冷量和能效比在各噪声水平组合下的均值随短管直径的变化曲线

Figure 60 Mean of CAP/COP under all noise factor combinations changes with the accurator diameter

计算结果见图 60，COP 的最优值出现在短管直径为 1.43~1.44mm 的范围内，在此范围内，只有直径取 1.43mm 时，制冷量的均值才超过目标值 9500W。就此，选定 $d=1.43\text{mm}$ 。

4) 在噪声均值水平组合下，优化系统充注量

在确定短管直径以后，系统充注量要如何匹配才能获得最优性能呢？可以通过分析制冷量和能效比随充注量的变化曲线找到结果，如图 61 所示。图 61 中结果是按噪声均值水平组合计算得出。横坐标为系统充注量，有两个纵坐标轴，分别代表制冷量和能效比。在充注量的计算范围内，制冷量随充注量的增加而增加，此过程中过热度逐步减小直至接近零过热度；能效比随充注量增加的变化趋势是先增后降，中间存在最优值，也就是说当短管直径确定之后，系统存在最优过热度使得能效比最高，这个最优过热度一般在 2~3K。通过 MATLAB 优化工具箱对吸气过热度进行优化求解，优化目标为能效比最高，得到最优过热度为 2.7K，此时系统对应充注量为 3.03kg。

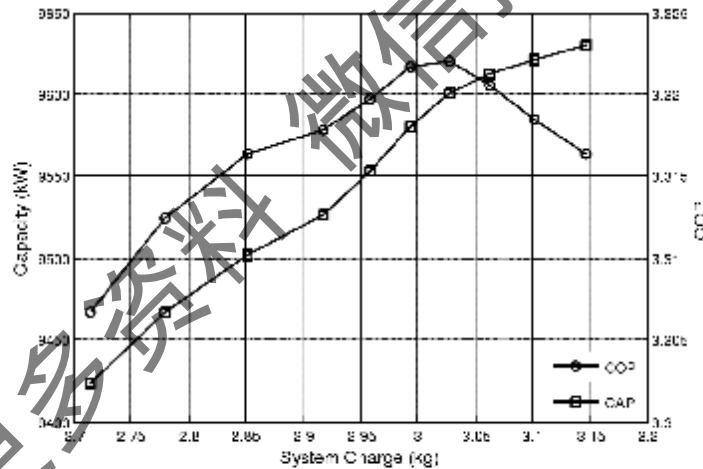


图 61 制冷量和能效比随充注量的变化曲线

Figure 61 Capacity and COP change with the system charge

至此，可以完成短管直径和制冷剂充注量在部件输入噪声矩阵干扰下的最佳匹配结果：短管直径 $d=1.43\text{mm}$ 和充注量 $M=3.03\text{kg}$ 。

5.2 系统质量指标的预测与改进

上一节确定了噪声干扰下短管直径和制冷剂充注量的最佳匹配结果，至此系统的参数优化已经全部完成。本小节将在这一基础上采用蒙特卡洛模拟的方法计算系统性能的均值和分布，并给出产品质量等级的评价和改进方向。

5.2.1 系统性能的均值和分布

本章研究的轻型商用空调器额定制冷量为 9500W，能效比为 3.3。按房间空气调节器的国家标准^[186]规定：在额定工况下，空调器的实测制冷量不应小于额定制冷量的 95%，实测功率不应大于额定功率的 110%。因此，蒙特卡洛模拟时可以选取制冷量和功率为质量特性值，并推算出该空调器制冷量的下规格限LSL为 9025W，功率的上规格限USL为 3167W。对空调装置而言，制冷量越大越好，不存在上规格限USL；功耗越小越好，不存在下规格限LSL。

此外，根据房间空气调节器能效限定值及能效等级的国家标准^[129]，能效限定值作为空调器出厂检验的抽检项目，产品的实测能效比不应低于该产品的额定能效等级。检验规则是针对同型号、同批次产品，抽取一台样品，测试产品的能效比，若不满足规定要求，再抽取二台样品，实测值均应满足规定要求，否则判定该批次产品为不合格。设产品能效比的合格率为 p ，如果按上述检验规则抽检，则抽检合格率为 $p + (1 - p)p^2$ 。假定抽检合格率要达到三西格玛水平，可求得产品合格率 p 要高于 80.74%；如果抽检合格率要达到四西格玛水平，可求得 p 要高于 94.4%。表 25 为空调器能效等级指标，由于轻型商用空调器额定能效比为 3.3。如果将空调器的能效等级标 2 级，则能效比要超过 3.2 才算合格。对制冷系统进行蒙特卡洛模拟后，本文将根据制冷系统能效比的分布结果统计产品能效比的合格率(production pass)和能效比抽样检测的通过率(inspection pass)。

表 25 空调器能效等级指标

Table 25 Energy efficiency grade of air conditioner

额定制冷量(CC)	能效等级		
	1	2	3
7100W<CC<14000W	3.4	3.2	3.0

蒙特卡洛模拟中选取的系统参数和噪声的均值、容差、标准差见表 26。标准差

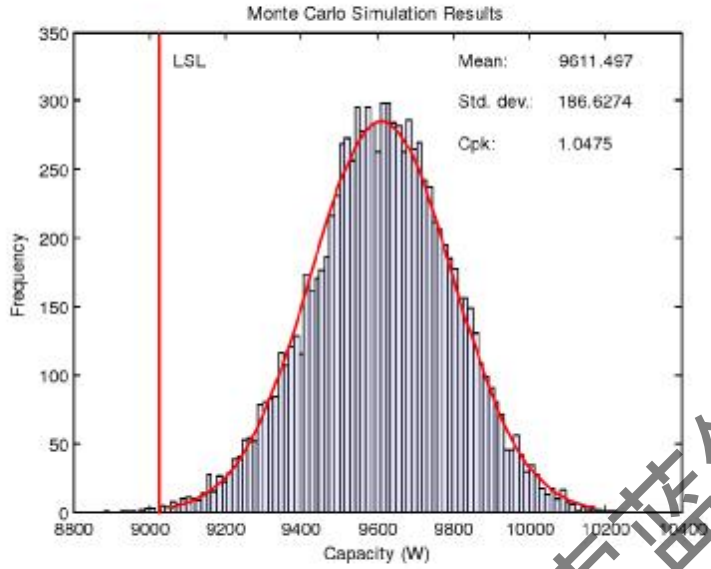
是按三西格玛的水平给出。按正态分布随机抽取样本 10000 个,即相当于生成 10000 个轻型商用空调器的样机,然后输入制冷系统仿真平台计算样本的制冷量和功率,最后统计样本系统的性能均值、标准差和 C_{pk} 值。蒙特卡洛模拟的结果如图 62。

表 26 系统参数和噪声的均值、容差、标准差

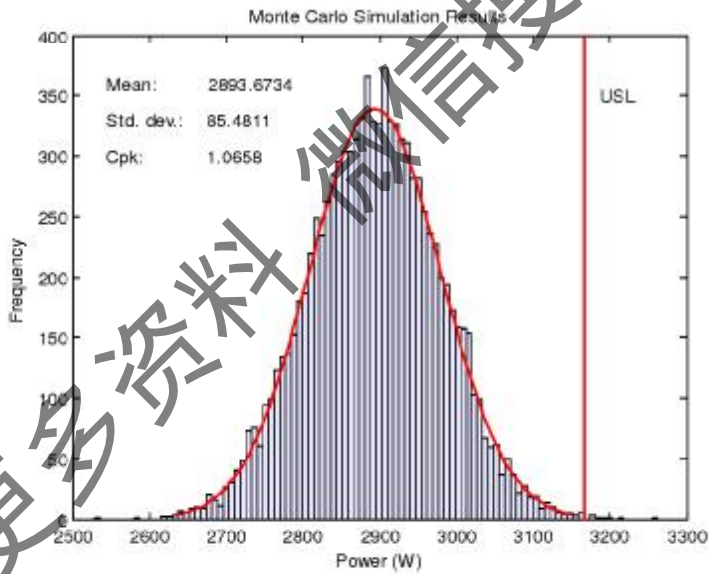
Table 26 Mean, tolerance and std. deviation of system parameters and noise factors

系统参数/噪声	均值	容差	标准差
蒸发器制造噪声	0.965	+/- 0.035	0.02
蒸发器风量噪声	1.0	+/- 0.05	0.0273
冷凝器制造噪声	0.965	+/- 0.035	0.02
冷凝器风量噪声	1.0	+/- 0.05	0.0273
压缩机流量噪声	1.0	+/- 0.05	0.0273
压缩机功耗噪声	1.0	+/- 0.05	0.0273
短管直径(mm)	1.43	+/- 0.02	0.0109
充注量(kg)	3.03	+/- 0.05	0.0273

制冷量的仿真结果见图 62 (a), 均值为 9611W, 以额定制冷量(=9500W)的 95% 定为下规格限 LSL(=9025W), C_{pk} 的结果为 1.0475; 功率的仿真结果见图 62 (b), 均值为 2894W, 以额定功耗的 110% 定为上规格限 USL(=3167W), C_{pk} 的结果为 1.0658。由于制冷量和功耗的 C_{pk} 结果均小于 1.33 (四西格玛水平), 整体评价是产品性能波动较大, 需改进产品质量。能效比的仿真结果见图 62 (c), 以 2 级能效比为目标, 产品的合格率为 87.25%, 抽检合格率为 96.95%。

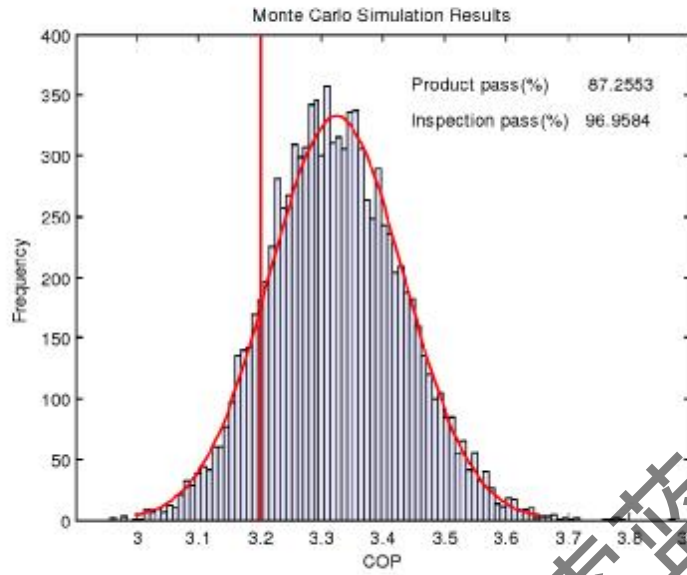


(a) 制冷量蒙特卡洛模拟结果



(b) 功率蒙特卡洛模拟结果

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球



(c) 能效比蒙特卡洛模拟结果

图 62 系统蒙特卡洛模拟结果

Figure 62 System Monte Carlo Simulation Results

5.2.2 系统质量改进方案

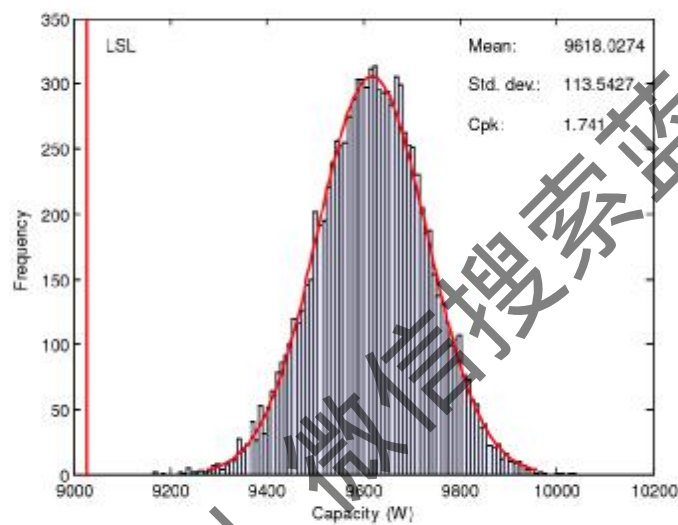
如何才能进一步提高产品的质量等级呢？由于样本均值都能达到目标，提高产品质量可以减小系统参数和噪声的标准差。可以尝试按四西格玛水平对系统参数和噪声因子进行抽样，即随机抽取样本在容差范围内的概率为 99.4%。减小标准差后，系统参数和噪声的分布情况见表 27。

表 27 系统参数和噪声的均值、容差和标准差（减小标准差）

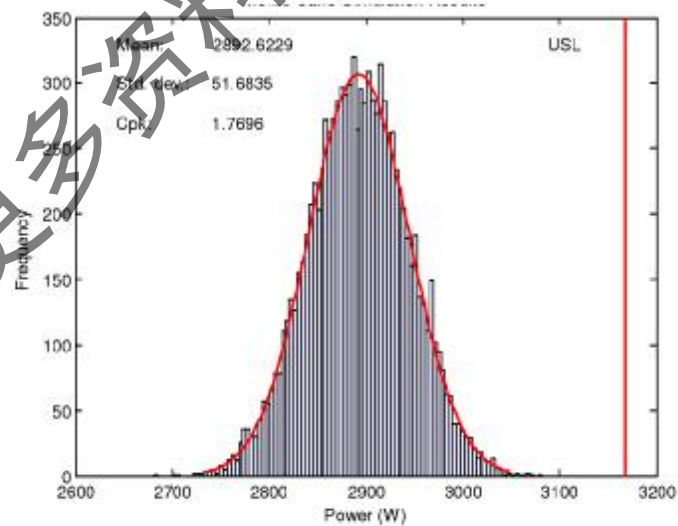
Table 27 Mean, tolerance and std. deviation of system parameters and noise factors (decrease σ)

系统参数/噪声	均值	容差	标准差
蒸发器制造噪声	0.965	+/- 0.035	0.013
蒸发器风量噪声	1.0	+/- 0.05	0.0182
冷凝器制造噪声	0.965	+/- 0.035	0.013
冷凝器风量噪声	1.0	+/- 0.05	0.0182
压缩机流量噪声	1.0	+/- 0.05	0.0182
压缩机功耗噪声	1.0	+/- 0.05	0.0182
短管直径(mm)	1.43	+/- 0.02	0.0073
充注量(kg)	3.03	+/- 0.05	0.0182

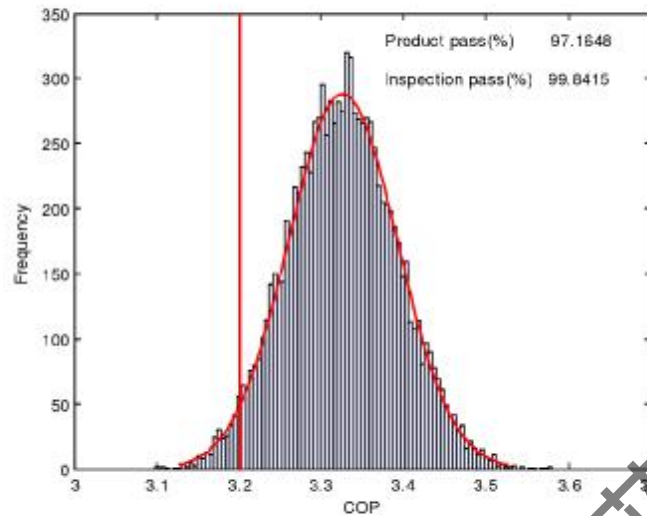
按正态分布随机抽取样本 10000 个进行蒙特卡洛模拟。计算结果见图 63，减小系统参数和噪声的标准差后，制冷量（图 63 (a)）的均值变化不大为 9618W，但波动明显减小，标准差从 186.6 降至 113.5，因此制冷量 C_{pk} 的结果也提升至为 1.741；同样，功率（图 63 (b)）的标准差从 85.48 降至 51.68， C_{pk} 也提高很多，达到 1.7696。这说明，减小噪声波动后，产品的整体质量水平得到了很大的改善，质量等级提升至五西格玛到六西格玛之间。能效比的仿真结果见图 63(c)，以 2 级能效比为目标，产品的合格率为 97.16%，抽检合格率为 99.84%。



(a) 制冷量蒙特卡洛模拟结果



(b) 功率蒙特卡洛模拟结果



(c) 能效比蒙特卡洛模拟结果

图 63 系统蒙特卡洛模拟结果 (减小标准差)

Figure 63 System Monte Carlo Simulation Results (decrease σ)

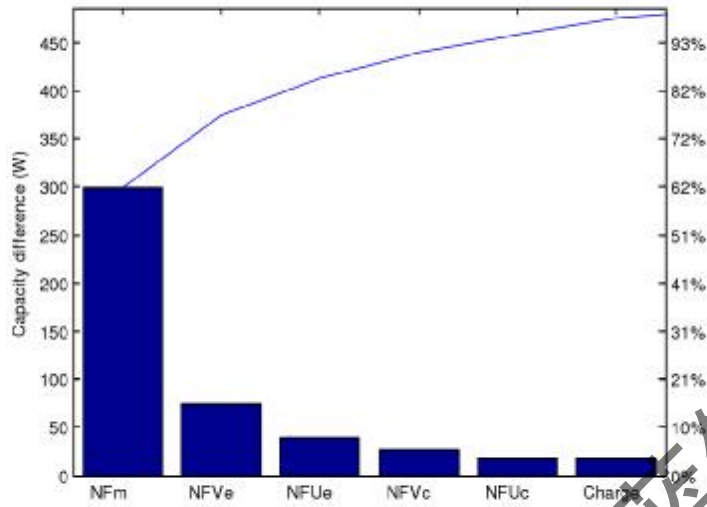
本小节通过减小系统参数和输入噪声的标准差将产品质量从 3 个西格玛水平提升至 5-6 个西格玛水平之间，但标准差的减小势必增加成本，而且不同因子减小标准差的难度和成本也是不一样的，是不是每个输入参数或噪声都需要同比例的减小标准差呢，结合成本模型又应该如何优化呢？关于这一部分的讨论将在下一节容差设计与优化中进行。

5.3 系统各部件容差设计与优化

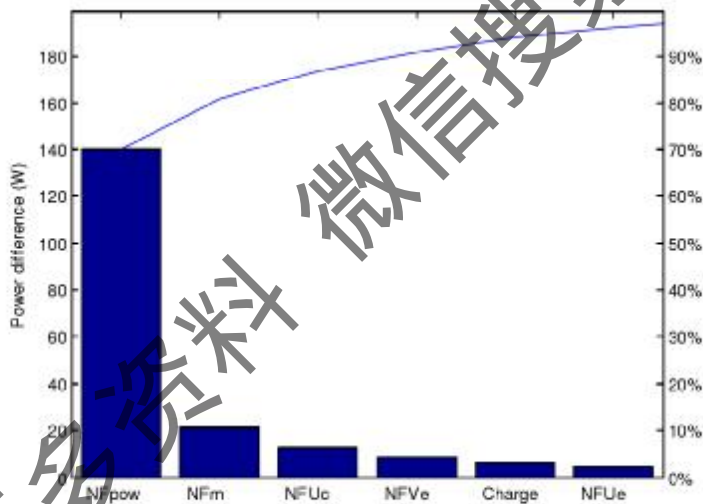
容差设计的目的是确定各个参数合适的容差。其基本思想如下：根据各参数波动对产品质量特性贡献的大小，从技术的可实现性和经济性角度确定各参数的最合理容差，使总损失达到最小。主要分为以下几个步骤：

1) 考察各参数波动对产品质量特性贡献的大小

对系统参数和部件噪声对制冷系统质量特性的贡献进行排序，排序结果用帕累托图显示，如图 64。计算时，系统参数和部件噪声均在其容差范围内按两水平取值并生成正交矩阵，输入制冷系统仿真平台计算质量特性，并统计计算结果。



(a) 制冷量影响因子的帕累托图



(b) 功率影响因子的帕累托图

图 64 系统参数和噪声对质量特性影响的帕累托图

Figure 64 Pareto chart of the system noise and control factor on system performance

从图 64(a)中可以看出, 各种噪声对制冷量的影响大小依次为: 压缩机流量噪声占 61.61%、蒸发器风量噪声占 15.32%、蒸发器制造噪声占 8.01%、冷凝器风量噪声占 5.42%、冷凝器制造噪声占 3.78%、充注量波动占 3.71%、短管直径波动占 1.62% 和压缩机功耗噪声占 0.53%。从结果可以看出, 压缩机对系统制冷剂起到了决定性

的作用,蒸发器对制冷量的影响要高于冷凝器,此外,压缩机的功耗对制冷量的影响可以忽略不计。

从图 64(b)中可以看出,各种噪声对功率的影响大小依次为:压缩机功耗噪声占 70.32%、压缩机流量噪声占 10.71%、冷凝器制造噪声占 6.22%、蒸发器风量噪声占 4.09%、充注量波动占 3.15%、蒸发器制造噪声占 2.20%、冷凝器风量噪声占 1.72%和短管直径波动占 1.59%。从结果可以看出压缩机对系统功率起到了决定性的作用,对该产品而言,冷凝器对功率的影响要略高于蒸发器,但这不是普遍规律,其深层次的原因既与产品现有的蒸发温度、冷凝温度的水平有关,也和产品蒸发器采用顺流布置有关,说明蒸发器中制冷剂出口温度已经非常接近空气出口温度,蒸发器性能的提升受到了限制。

根据影响因子的排序结果,确定在质量损失函数的响应曲面设计中考虑 5 个因子,分别为:压缩机噪声因子 NF_{comp} 、蒸发器风机噪声因子 NF_{V_e} 、冷凝器风机噪声因子 NF_{V_c} 、蒸发器噪声因子 NF_{T_e} 和冷凝器噪声因子 NF_{T_c} 。压缩机由于是一个部件,需要将流量噪声和功率噪声统一为压缩机噪声,上述 5 个噪声对制冷量的贡献达到 94%以上,对功率的贡献达到 95%,选择它们能够反映质量特性值的变化。

2) 设计能力指数 C_{pk} 的响应曲面模型

设计能力指数 C_{pk} 反映了产品的质量水平,也可以用它来描述产品的质量损失函数。在容差设计中,需要确定质量损失函数的表达式,用于在成本优化中考察产品是否满足质量要求。但是 C_{pk} 的求解过程是通过蒙特卡罗方法多次抽样而得,计算相当复杂,不可能放入优化模型中直接优化出结果,而必须回归设计能力指数 C_{pk} 的响应曲面模型,然后将该模型作产品的质量损失函数并结合成本模型进行优化。

试验设计有专门的方法用于响应曲面设计,本文将采用中心复合试验方法,并结合蒙特卡洛模型来完成试验设计。试验安排见表 28。

根据企业提供的参考数据,确定各个部件的可行容差范围。

- 压缩机的可行容差范围是-1%~+5%,即表 28 中 NF_{comp} 的范围是-0.01~+0.05;
- 风机的可行容差范围是12%~110%,即表 28 中 NF_{V_e} 和 NF_{V_c} 的范围是10.02~10.1;
- 换热器的可行容差范围是-10%~+3%,由于换热器噪声均值为 0.965,所以表 28 中 NF_{T_e} 和 NF_{T_c} 的范围是-0.015~-0.065。

表 28 中心复合试验设计表

Table 28 Table of center composite design

模式	NF_{comp}	NF_{Ve}	NF_{Vz}	NF_{Lz}	NF_{Uc}	$C_{p,c,CAV}$	$C_{p,c,low}$
1 1	± 0.01	± 0.1	± 0.1	± 0.015	± 0.065	2.0263	3.9116
00A00	± 0.03	± 0.06	± 0.1	± 0.04	± 0.04	1.6654	1.8289
+ + + +	± 0.05	± 0.02	± 0.1	± 0.065	± 0.065	1.1646	1.1306
+ - + +	± 0.05	± 0.1	± 0.02	± 0.065	± 0.065	0.9879	1.2396
+ - + -	± 0.05	± 0.1	± 0.02	± 0.065	± 0.015	1.0348	1.1658
+ + + -	± 0.05	± 0.02	± 0.1	± 0.065	± 0.015	1.1047	1.1945
- + - -	± 0.01	± 0.02	± 0.1	± 0.015	± 0.015	3.7305	4.9763
1	± 0.05	± 0.1	± 0.02	± 0.015	± 0.015	1.1365	1.1663
0a000	+0.03	+0.02	+0.06	+0.04	+0.04	1.012	1.9032
00000	± 0.03	± 0.06	± 0.06	± 0.04	± 0.04	1.7452	1.9948
1 1	± 0.05	± 0.02	± 0.02	± 0.065	± 0.015	1.1542	1.1453
- - + +	± 0.01	± 0.02	± 0.02	± 0.065	± 0.065	3.328	4.3101
000a0	± 0.03	± 0.06	± 0.06	± 0.015	± 0.04	1.7475	2.0182
- - + -	± 0.01	± 0.1	± 0.02	± 0.065	± 0.015	1.9955	4.8724
- - - -	± 0.01	± 0.1	± 0.02	± 0.015	± 0.015	2.1642	4.8418
- + + -	± 0.01	± 0.1	± 0.1	± 0.065	± 0.015	1.873	4.4475
00000	± 0.03	± 0.06	± 0.06	± 0.04	± 0.04	1.7444	1.9992
1 1	± 0.01	± 0.1	± 0.02	± 0.065	± 0.065	1.9463	3.9637
00a00	+0.03	+0.06	+0.02	+0.04	+0.04	1.6889	1.9645
a0000	± 0.01	± 0.06	± 0.06	± 0.04	± 0.04	2.9598	4.8352
+ + + + +	± 0.05	± 0.1	± 0.1	± 0.065	± 0.065	0.9981	1.149
+ + - -	± 0.05	± 0.1	± 0.1	± 0.015	± 0.015	1.0824	1.1595
- + - -	± 0.01	± 0.1	± 0.1	± 0.015	± 0.015	2.0661	4.5394
A0000	± 0.05	± 0.06	± 0.06	± 0.04	± 0.04	1.1077	1.1613
000A0	± 0.03	± 0.06	± 0.06	± 0.065	± 0.04	1.6596	2.0142
+ - - +	± 0.05	± 0.1	± 0.02	± 0.015	± 0.065	1.0214	1.201
- - - +	± 0.01	± 0.02	± 0.02	± 0.065	± 0.015	3.5243	5.0345
1 1 1	± 0.05	± 0.1	± 0.1	± 0.065	± 0.015	1.0497	1.1641
1 1 1	+0.05	+0.02	+0.02	+0.065	+0.065	1.0858	1.1755

模式	NF _{comp}	NF _{Ve}	NF _{Vc}	NF _{Uc}	NF _{Uc}	$C_{pk,CAD}$	$C_{pk,DNV}$
1	+0.05	+0.02	+0.02	+0.015	+0.015	1.137	1.1579
++++	±0.05	±0.1	±0.1	±0.015	±0.065	1.0139	1.1567
+	±0.01	±0.02	±0.02	±0.015	±0.065	4.3199	4.4907
----	±0.01	±0.02	±0.02	±0.015	±0.015	5.0954	5.79
--+++	±0.01	±0.02	±0.1	±0.065	±0.065	2.9698	4.0893
---+	±0.01	±0.02	±0.1	±0.065	±0.015	3.0788	4.9716
0000A	±0.03	±0.06	±0.06	±0.04	±0.065	1.6978	1.7948
-++++	±0.01	±0.1	±0.1	±0.065	±0.065	1.7901	3.8636
0A000	±0.03	±0.1	±0.06	±0.04	±0.04	1.5282	1.9257
1 1	±0.05	±0.02	±0.02	±0.015	±0.065	1.2147	1.1469
1 1 1	+0.05	+0.02	+0.1	+0.015	+0.065	1.1073	1.1769
1	±0.01	±0.1	±0.02	±0.015	±0.065	2.0981	4.0984
1 1	±0.05	±0.02	±0.1	±0.015	±0.015	1.2004	1.2006
0000a	±0.03	±0.06	±0.06	±0.04	±0.015	1.7347	1.9682
--++	±0.01	±0.02	±0.1	±0.015	±0.065	3.6448	4.1411

表 28 中制冷量和功率的 C_{pk} 结果是利用制冷系统仿真模型进行蒙特卡洛模拟的结果。考虑到 $C_{pk}=2$ 已经是六西格玛的质量设计水平，所以将表 28 中 C_{pk} 超过 3.0 的试验点删除，以提高响应曲面的回归精度。

对制冷量 C_{pk} 进行响应曲面设计时，首先考虑全部的 5 因子及其交互因子进行回归，最高次数为 2 次，共 20 项，结果见图 65。对各个变量回归系统进行显著性检验，保留概率 p 值 < 0.05 的变量，从图 65 中可以看出，需要保留的是前面 7 项。删除后面 13 项。重新生成响应曲面后，制冷量 C_{pk} 的响应曲面预测值与蒙特卡洛计算值的比较见图 66。从回归结果 $R-Sq=99.1\%$ ， $R-Sq(\text{调整})=99.2\%$ 来看，二者很接近，模型拟合的效果不错。响应曲面的公式见式(54)，公式中的回归系统 $A_0 \sim A_7$ 见表 29。

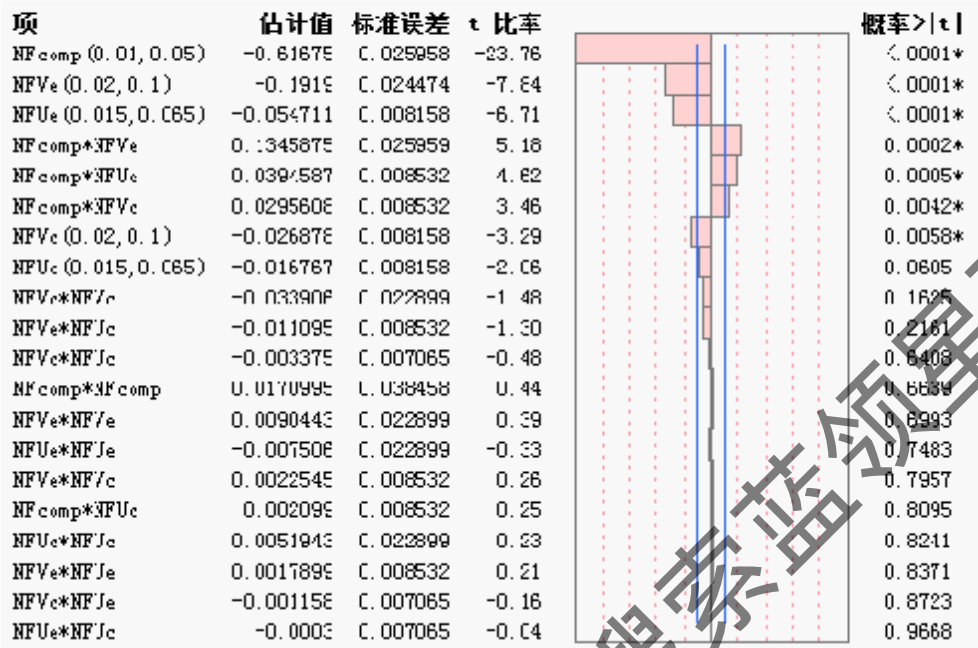


图 65 制冷量 C_{pk} 的响应曲面参数估计值排序

Figure 65 Ranking of parameters estimation for the response surface of capacity C_{pk}

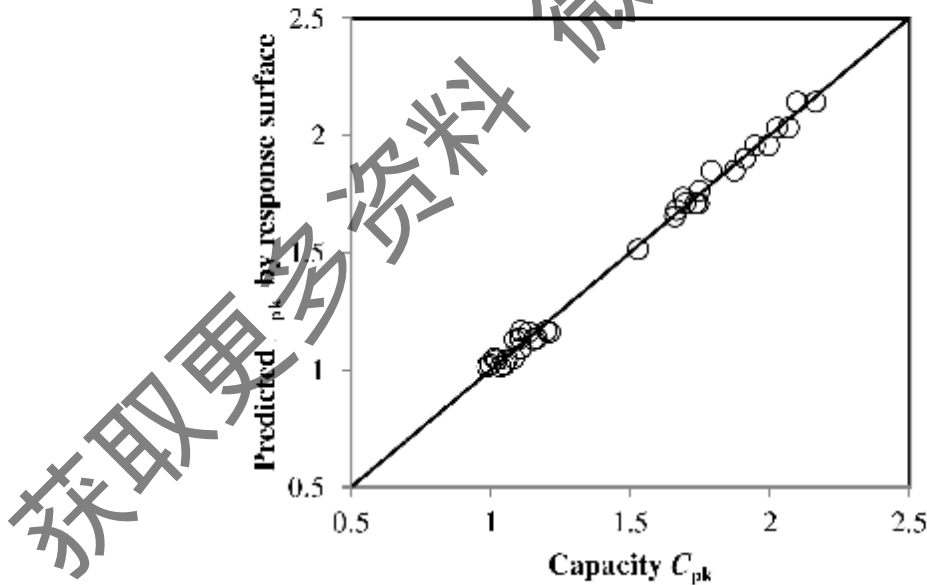


图 66 制冷量 C_{pk} 的响应曲面预测值与蒙特卡洛计算值的比较

Figure 66 Comparison of capacity C_{pk} between Monte Carlo Simulation and response surface results

$$\begin{aligned}
C_{pk,CAP} = & A_0 + A_1 \left(\frac{NF_{comp} - 0.03}{0.02} \right) + A_2 \left(\frac{NF_{vc} - 0.06}{0.04} \right) + A_3 \left(\frac{NF_{vc} - 0.06}{0.04} \right) \\
& + A_4 \left(\frac{NF_{vc} - 0.04}{0.025} \right) + A_5 \left(\frac{NF_{comp} - 0.03}{0.02} \right) \left(\frac{NF_{vc} - 0.06}{0.04} \right) \\
& - A_6 \left(\frac{NF_{comp} - 0.03}{0.02} \right) \left(\frac{NF_{vc} - 0.06}{0.04} \right) + A_7 \left(\frac{NF_{comp} - 0.03}{0.02} \right) \left(\frac{NF_{vc} - 0.04}{0.025} \right)
\end{aligned} \quad (54)$$

表 29 制冷量 C_{pk} 的响应曲面系数Table 29 Coefficients of response surface for capacity C_{pk}

系数	值
A_0	1.70818774859572
A_1	-0.618510976165173
A_2	-0.194305131319265
A_3	-0.0258471428571429
A_4	-0.0538928571428572
A_5	0.167142952026719
A_6	0.0284657142857143
A_7	0.0385892857142857

对功率 C_{pk} 进行响应曲面设计时,首先考虑全部的5因子及其交互因子进行回归,最高次数为2次,共有20项,结果见图67。对各个变量回归系统进行显著性检验,保留概率 p 值 <0.05 的变量,从图67中可以看出,需要保留的是前面11项。剔除后面9项,重新生成响应曲面前,功率 C_{pk} 的响应曲面预测值与蒙特卡洛计算值的比较见图68。从回归结果 $R-Sq=99.9\%$, $R-Sq(\text{调整})=99.82\%$ 来看,二者很接近,模型拟合的效果不错,响应曲面的公式见式(55),公式中的回归系统 $B_0 \sim B_{11}$ 见表30。

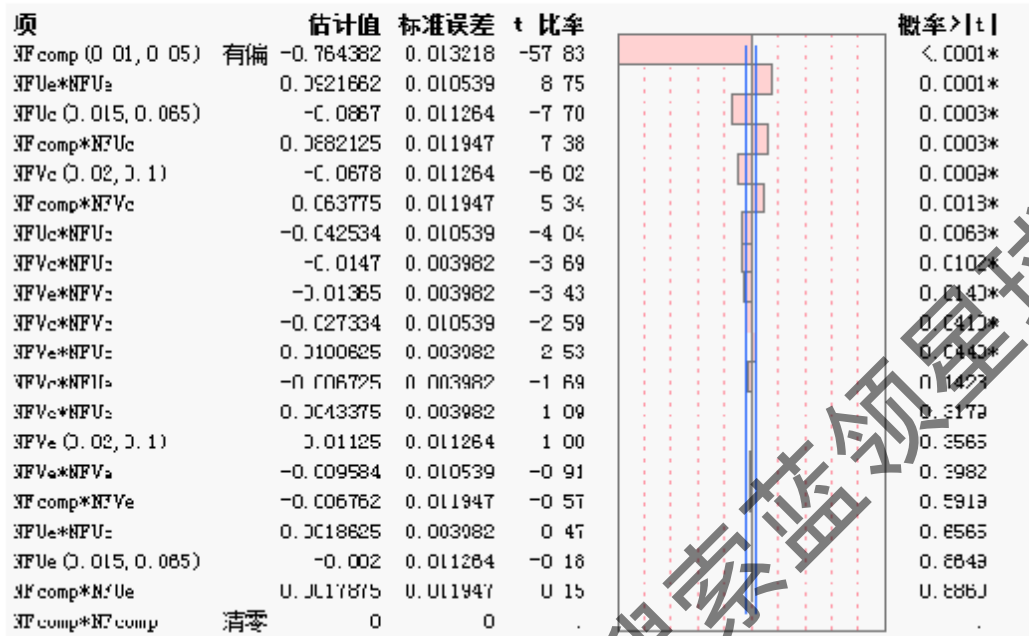


图 67 功率 $C_{p,k}$ 的响应曲面参数估计排序

Figure 67 Ranking of parameters estimation for the response surface of power $C_{p,k}$

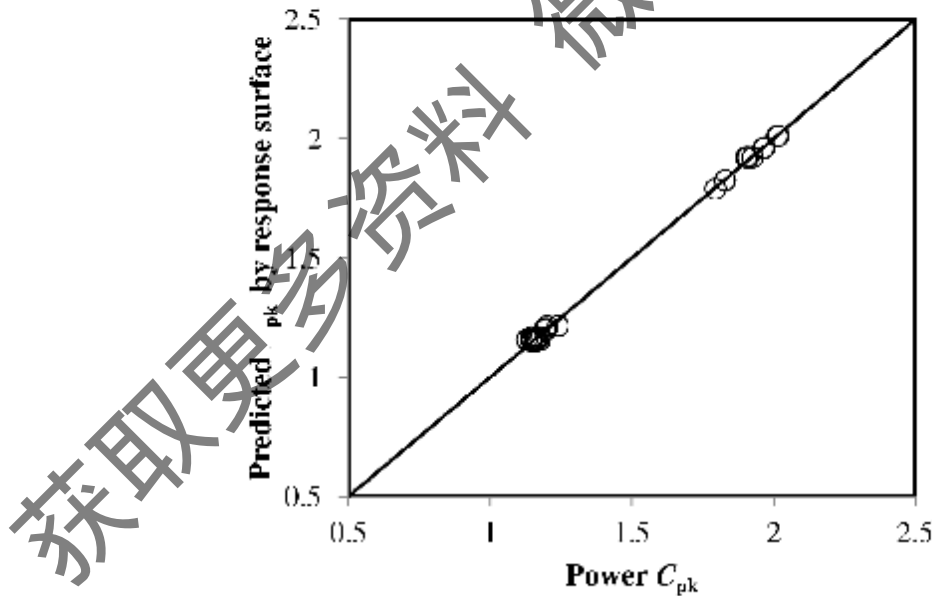


图 68 功率 $C_{p,k}$ 的响应曲面预测值与蒙特卡洛计算值的比较

Figure 68 Comparison of power $C_{p,k}$ between Monte Carlo Simulation and response surface results

$$\begin{aligned}
C_{pk,low} = & B_0 + B_1 \left(\frac{NF_{comp} - 0.03}{0.02} \right) + B_2 \left(\frac{NF_{vc} - 0.06}{0.04} \right) + B_3 \left(\frac{NF_{lc} - 0.04}{0.025} \right) \\
& + B_4 \left(\frac{NF_{comp} - 0.03}{0.02} \right) \left(\frac{NF_{vc} - 0.06}{0.04} \right) + B_5 \left(\frac{NF_{vc} - 0.06}{0.04} \right) \left(\frac{NF_{vc} - 0.06}{0.04} \right) \\
& + B_6 \left(\frac{NF_{comp} - 0.03}{0.02} \right) \left(\frac{NF_{lc} - 0.04}{0.025} \right) + B_7 \left(\frac{NF_{vc} - 0.06}{0.04} \right) \left(\frac{NF_{lc} - 0.04}{0.025} \right) \\
& + B_8 \left(\frac{NF_{vc} - 0.06}{0.04} \right) \left(\frac{NF_{lc} - 0.04}{0.025} \right) + B_9 \left(\frac{NF_{vc} - 0.06}{0.04} \right)^2 \\
& + B_{10} \left(\frac{NF_{lc} - 0.04}{0.025} \right)^2 + B_{11} \left(\frac{NF_{lc} - 0.04}{0.025} \right)^2
\end{aligned} \quad (55)$$

表 30 功率 C_{pk} 的响应曲面系数Table 30 Coefficients of response surface for power C_{pk}

系数	值	系数	值
B_0	1.92116516853933	B_6	0.0882125
B_1	-0.768330337078653	B_7	0.0100625
B_2	-0.0678000000000001	B_8	-0.0147
B_3	0.0867	B_9	0.0286977528089884
B_4	0.0637750000000001	B_{10}	0.0908022471910116
B_5	-0.01365	B_{11}	-0.0438977528089884

3) 基于成本模型和 C_{pk} 的响应曲面模型优化容差设计

在获得制冷量和功率的 C_{pk} 随部件容差变化的响应曲面模型后，还需要建立产品的成本模型，才能优化部件的容差。成本模型是企业的机密信息，况且企业有各自的供应商和不同的生产模式，成本模型的差异非常大。本文建立的成本模型只起到方法示范的作用，不考查精度。实际产品容差设计时，可以结合生产企业的情况来更换成本模型即可。因此，本文的成本模型只需要定性准确，即容差越小，成本越高。假设系统成本是各部件成本之和，各个部件的成本与其容差成反比。成本模型见(56)。

$$f(x) = \frac{C_1}{NF_{comp}} + \frac{C_2}{NF_{vc}} + \frac{C_3}{NF_{vc}} + \frac{C_4}{NF_{lc}} + \frac{C_5}{NF_{lc}} \quad (56)$$

优化模型的目标为成本最低，其约束条件见式(57)，即制冷量和功率的 C_{pk} 达到

目标值，且各个部件的容差在可行范围内。

$$\begin{cases} -C_{pk,CAP} + C_{pk,reg} < 0 \\ C_{pk,flow} + C_{pk,comp} \leq 0 \\ 0.01 < NF_{comp} < 0.05 \\ 0.02 \leq NF_{vc} \leq 0.1 \\ 0.02 < NF_{vc} < 0.1 \\ 0.015 \leq NF_{Lc} \leq 0.065 \\ 0.015 \leq NF_{Lc} \leq 0.065 \end{cases} \quad (57)$$

用 MATLAB 优化工具箱分别以质量水平到达 4 西格玛和 5 西格玛为约束条件，以成本最小对部件容差进行优化。优化后对结果再次进行蒙特卡洛模拟来验证基于响应曲面优化的结果。优化结果见表 31。

表 31 容差设计优化结果

Table 31 Optimization results of tolerance design

	原设计	四西格玛优化设计	五西格玛优化设计
C_{pk} 目标	N/A	1.333	1.667
压缩机容差	$\pm 5\%$	$\pm 4.16\%$	$\pm 3.27\%$
蒸发器风机容差	$\pm 5\%$	$\pm 5.13\%$	$\pm 3.43\%$
冷凝器风机容差	$\pm 5\%$	$\pm 10\%$	$\pm 9.7\%$
蒸发器容差	$-5\% \sim 0\%$	$-10\% \sim +3\%$	$-10\% \sim +3\%$
冷凝器容差	$-7\% \sim 0\%$	$-10\% \sim +3\%$	$-10\% \sim +3\%$
成本(%)	100	80.3	95.0
$C_{pk,CAP}$	N/A	1.333	1.667
$C_{pk,CAP,flow}$	1.0475	1.2766	1.5812
$C_{pk,flow}$	N/A	1.4129	1.6967
$C_{pk,flow,reg}$	1.0658	1.3919	1.6697

从表 31 可以看出，经过容差优化设计后，不仅产品质量等级提高了，而且成本也有所降低，这也说明了容差设计的重要性，需要给对质量特性影响大的部件以小容差，给对质量特性影响小的部件以大容差，来平衡成本和质量损失。最后表 31 中也对优化结果进行了验证，虽然由于蒙特卡洛模拟的随机抽样和响应曲面拟合的误差会导致一定偏差，但总体来说响应曲面的预测结果和蒙特卡洛模拟的结果吻合

良好，该响应曲面模型可以用于部件容差的设计与优化。

5.4 系统稳健设计方法可靠性验证

在第四章中已经对翅片管蒸发器的稳健设计方法的可靠性进行了验证，本节将采用同样的思路对制冷系统的稳健设计方法的可靠性进行验证。

抽样分布

分别按正态分布和三角形分布抽取 10000 个随机数对制冷系统进行蒙特卡洛模拟，并进行结果对比。系统噪声分布的描述见

表 32。正态分布的均值和标准差与表 26 相同；三角形分布按上三角来确定，下端点和上端点由参数的均值和容差来确定。

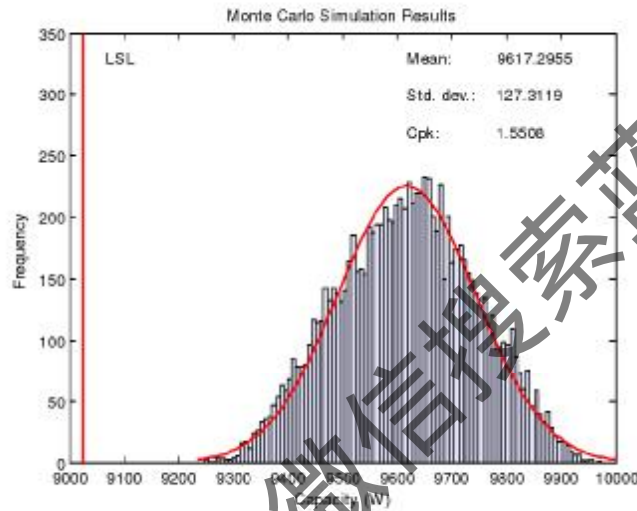
表 32 系统参数和噪声分布

Table 32 Distribution of system parameters and noise factors

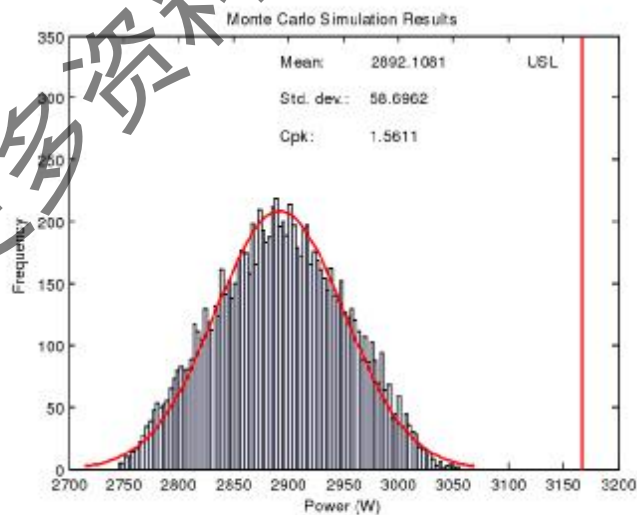
系统参数/噪声	正态分布		三角形分布		
	均值	标准差	上端点	众数	下端点
蒸发器制造噪声	0.965	0.02	0.93	0.965	1.0
蒸发器风量噪声	1.0	0.0273	0.95	1.0	1.05
冷凝器制造噪声	0.965	0.0273	0.93	0.965	1.0
冷凝器风量噪声	1.0	0.0273	0.95	1.0	1.05
压缩机流量噪声	1.0	0.0273	0.95	1.0	1.05
压缩机功耗噪声	1.0	0.0273	0.95	1.0	1.05
短管管径(mm)	1.43	0.0109	1.41	1.43	1.45
充注量(kg)	3.03	0.0273	2.98	3.03	3.08
结果	CAP(W)	Pow(W)		CAP(W)	Pow(W)
均值	9611.5	2893.7		9617.3	2892.1
标准差	186.6	85.48		127.3	58.69
C_{pk}	1.0475	1.0658		1.5508	1.5611

制冷系统蒙特卡洛模拟的结果见表 32。可以看出，正态分布和三角形分布计算的均值结果相差不多，但三角形的标准差明显小于正态分布抽样的标准差，从而导

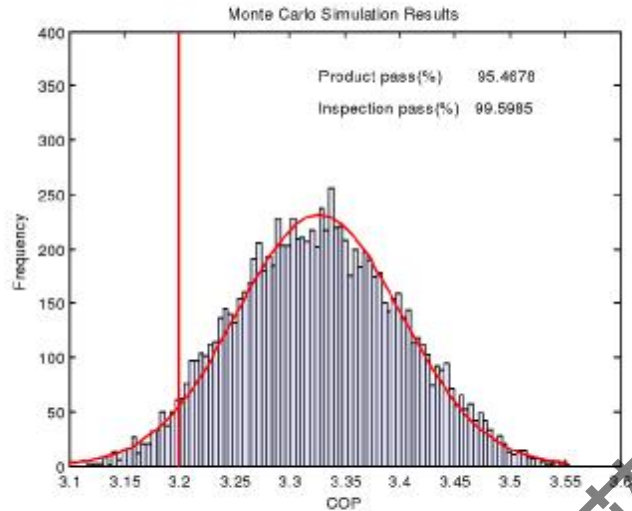
致按三角形分布抽样的 C_{pk} 结果比按正态分布抽样的 C_{pk} 高出不少,质量评级也要高出一个西格玛水平左右。按三角形分布抽样进行蒙特卡洛模拟得到系统制冷量分布见图 69(a),功率结果见图 69(b),能效比结果见图 69(c)。对比正态分布抽样的系统性能分布(图 62),三角形分布抽样的系统性能分布范围窄,各区间内出现的频率相对均匀。由于按三角形分布抽样时 100%的数据都分布在容差范围内,且系统在设计时充分考虑了噪声输入的干扰,所以随机抽样的系统性能不会超出规格限。



(a) 按三角形分布抽样的制冷量蒙特卡洛模拟结果



(b) 按三角形分布抽样的功率蒙特卡洛模拟结果



(c) 按三角形分布抽样的能效比蒙特卡洛模拟结果

图 69 三角形抽样系统蒙特卡洛模拟结果

Figure 69 System Monte Carlo Simulation Results of sampling by triangular distribution

该对比结果说明,如果工厂只能提供三角形分布的部件噪声数据,则对 C_{pk} 的预测结果很可能过于乐观,实际的产品质量将低于预测结果。要提高基于仿真的制冷系统稳健设计方法对产品质量预测的可靠性,在平时生产中要注意积累各设计参数或部件的波动数据,按正态分布抽样计算。

样本规模

对制冷系统而言,样本规模需要多大,才能使样本均值和标准差趋于稳定呢?针对表 32 中定义的系统参数和噪声的分布,分别按正态分布抽取了不同规模的样本,样本规模从 1000 到 10000 不等,考察 C_{pk} 对样本规模的敏感性。研究重复了两次,分别为样本 1 和样本 2。样本规模对制冷量预测结果的影响见图 70,样本规模对功率预测结果的影响见图 71。结果表明,制冷量和功率的 C_{pk} 结果随着样本规模的增加都逐渐趋于稳定,当样本规模超过 3000 时,误差在 1%之内,可以认为它们的结果基本无变化。而且研究连续重复 2 次,都能得出相似的结论,至于制冷系统稳定所需的样本规模比翅片管换热器略小,原因可能是制冷系统是闭环的,反馈更强一些。这一结论也从侧面说明本章对制冷系统进行蒙特卡洛模拟时随机抽取 10000 个样本是合理的,结果也是可信的。

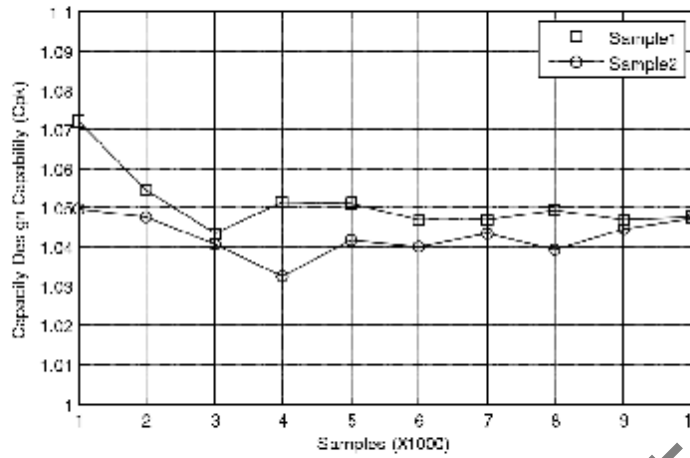


图 70 样本规模对系统制冷量预测结果的影响

Figure 70) The impact of sample scale on the prediction of system capacity

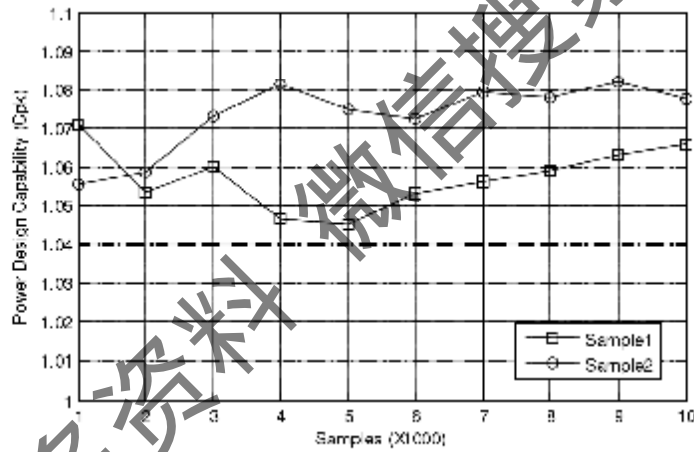


图 71 样本规模对系统功率预测结果的影响

Figure 71) The impact of sample scale on the prediction of system power consumption

随机数的抽取

本节对制冷系统进行了重复抽取随机数的研究，每次抽取的随机种子不同，抽取 2 组随机数的结果见表 33。结果说明，尽管每次抽取的随机数不同，但最后统计出来的质量特性均值、标准差和设计能力指数 C_{pk} 的结果都有很好的重复性，这也说明基于仿真的制冷系统稳健设计方法是可行的，结果也是可靠的。

表 33 随机数的选取对制冷系统蒙特卡洛模拟结果的影响

Table 33 Impact of random number on the results of refrigeration system Monte Carlo simulation

参数	实验 1	实验 2
制冷量均值(W)	9611.5	9613.9
制冷量标准差	186.6	187.5
制冷量 C_{pk}	1.0475	1.0471
功耗均值(W)	2893.7	2893.0
功耗标准差	85.48	84.76
功耗 C_{pk}	1.0658	1.0776

5.5 本章小结

本章利用制冷系统的仿真模型对一台轻型商用空调器的系统稳健设计进行了研究，给出了基于仿真的制冷系统稳健设计的完整过程。稳健设计依次按三个模块进行：首先在部件输入噪声矩阵的干扰上优化了系统参数的匹配，给出了短管直径和系统充注量寻优的完整过程，然后采用蒙特卡洛模拟来估计系统制冷量和功率的均值、标准差以及设计能力指数，并通过蒙特卡洛模拟生成的能效比的概率分布图求得产品能效比的合格率和能效比等级检测的通过率。最后从容差设计与优化的角度给出了提高产品质量等级的方案。此外，还对基于仿真的制冷系统稳健设计方法的可靠性进行了讨论。

第六章 总结和展望

6.1 本文总结

本文主要提出并阐述了基于仿真的制冷系统稳健设计方法,其中包括以下内容:

- 1) 根据对制冷系统仿真模拟技术和稳健设计方法的研究现状分析,提出并阐述了基于仿真的制冷系统稳健设计方法的完整内容,该方法可用于实现仿真实理论与现代产品质量设计结合的新型制冷空调装置的设计模式;
- 2) 深入探讨了稳健设计对仿真平台的要求,在此基础上建立翅片管换热器与制冷系统仿真平台,对模型进行了实验验证,获得兼顾通用性与准确性的仿真平台:
 - 建立了翅片管换热器仿真平台,采用考虑制冷剂管路实际连接方式的三维模型,能够反映换热器内制冷剂和空气不均匀流动对换热器性能的影响。建立的仿真平台适合多种边界条件,求解灵活多变。实验验证结果表明,该换热器仿真平台对换热量的预测误差在 $\pm 15\%$ 以内;
 - 建立了基于效率损失的压缩机神经网络模型,对神经网络的结构、输入参数组合和传递函数类型进行了研究。该模型既可以在回归范围内高精度地预测各类压缩机的容积效率和等熵效率,又具有非常好的外推性,适合于系统仿真的需求;
 - 建立了毛细管或短管流量特性的无量纲神经网络模型。通用关联式适应范围广,通用性强;从两相入口到过冷入口,从超临界工况到亚临界工况,输入参数均连续。该模型对短管流量预测,误差控制在 $\pm 20\%$ 之间;对毛细管流量预测,误差控制在 $\pm 15\%$ 之间,通用性与精度领先已有的无量纲模型;
 - 建立了制冷系统仿真平台,包含设计计算和校核计算两种求解模式。实验验证表明:制冷系统仿真模型在不同工况下,对制冷量和功率的预测误差均在 $\pm 15\%$ 以内。
- 3) 应用 MATLAB 优化算法和统计学工具箱,实现稳健设计理论与制冷系统仿真模拟技术的结合,最终实现结合稳健设计理论的制冷空调装置质量设计综合仿真平台。该综合仿真平台包括四大功能模块:影响因子分析模块、稳健参数优化模

块、设计能力分析模块和参数容差优化模块。

- 4) 基于仿真的稳健设计方法在部件性能和质量优化上的应用与分析。选取翅片管蒸发器作为研究对象,进行了仿真实理论与部件质量设计相结合的实例应用研究:
 - 完成了换热器设计中离散型参数的筛选和优化;
 - 完成了换热器设计中连续型参数的筛选和排序;
 - 根据换热器噪声因子水平及其分布,完成了设计参数的稳健优化,通过对稳健比结果的分析,确定了设计参数水平的最佳组合;
 - 对传统稳健设计的山口方法体系进行了拓展,将随机模型方法和翅片管蒸发器模型结合起来,利用蒙特卡洛模拟预测了翅片管蒸发器的质量指标;
 - 分别从改变设计参数均值和减小设计参数容差两个角度讨论了提高换热器质量指标的方案。
- 5) 基于仿真的稳健设计方法在制冷系统性能和质量优化上的应用与分析。选取轻型商用空调作为研究对象进行仿真实理论与系统质量设计相结合的应用研究:
 - 通过对系统匹配参数进行稳健参数优化,确定了在部件噪声矩阵干扰下,短管直径和制冷剂充注量的最佳匹配结果;
 - 根据各个部件噪声因子水平及其分布,将随机模型方法和制冷系统模型结合起来,利用蒙特卡洛模拟预测了轻型商用空调的质量指标,并讨论了提高质量指标的方向;
 - 对蒙特卡洛模拟生成的能效比分布进行统计分析,计算了产品能效比的合格率,并按照国家标准中规定的检测方法,计算了能效比等级检测的合格率,该结果可以为企业确定产品的能耗等级提供参考。
 - 结合中心复合试验设计方法和制冷系统的仿真模型生成了质量指标 C_{pk} 随部件容差的响应曲面模型,以响应曲面模型作为制冷系统的质量损失函数,并结合成本模型对制冷系统的部件容差进行了优化。
 - 分别从部件层次和系统层次对基于仿真的稳健设计方法进行了验证。

6.2 本文研究的创新点

本文提出了基于仿真的制冷系统稳健设计方法,并探讨了其在产品设计中的应用。本文的工作开创了仿真实理论与产品质量设计结合的新设计模式,有助于全面理解与改进产品质量设计过程。本文研究的创新点具体体现在如下几个主要方面:

- 提出将现实中存在的不确定因素和设计参数的波动以概率分布的形式输入

制冷系统仿真模型，并结合随机模型方法实现了设计阶段对产品质量（包含性能和性能的波动）的预测和优化。

- 提出了一种获取产品质量损失函数的新方法，即采用中心复合试验设计与蒙特卡洛模拟结合，获得设计能力指数 C_{pk} 随部件容差变化的响应曲面模型。将该模型作为约束条件，以成本最低为目标，对制冷系统中的部件容差进行优化。实例结果显示：将原设计质量从三西格玛提升至四西格玛，成本仅为原设计的 80%；提升至五西格玛，成本为原设计的 95%，显著提升了产品的质量与经济性。
- 在制冷系统仿真方面：①提出了一种新的压缩机“灰箱”模型，即基于效率损失的压缩机神经网络模型。通过对神经网络结构的深入研究，确定了最佳的输入参数组合和传递函数类型，能准确反映压缩机效率和输入参数之间的内在关系，该模型不仅在回归范围内具有相当高的精度，在回归范围外也有非常好的外推性，且适用于多种容积式压缩机。②提出了最精简的毛细管和短管流量特性的通用关联式，该模型只需 4 个无量纲输入参数，且关联式适应范围广、通用性强：从两相入口到过冷入口、从超临界工况到亚临界工况、长径比从短管到毛细管范围；输入输出参数均连续，通用性与整体精度都是非常好的。

6.3 研究展望

基于仿真的制冷系统稳健设计方法是一种全新的设计模式，它的提出有助于更深入地研究稳健设计方法在制冷空调产品或系统设计上的应用，大大缩短产品开发周期、降低产品开发成本，提高产品质量。但是，它对制冷系统仿真模型要求非常高，不仅要有高精度，还需要保证计算的速度和稳定性。随着研究的不断深入，作者对基于仿真的制冷系统稳健设计方法认知不断深化，也更加意识到本文研究工作的局限性和不足，对于今后进一步的研究工作建议如下：

- 1) 制冷系统仿真模型的计算速度与稳定性对于方法的实际应用很重要。响应曲面模型法是提高系统仿真速度的一种重要方法，但是对于制冷系统这样多输入、多输出的非线性系统，需要改进传统的基于线性系统原理的响应曲面模型法。建议将人工神经网络引入响应曲面模型，建立同时可以表达线性与非线性函数的响应曲面模型，提高响应曲面模型法的通用性与计算精度。
- 2) 本文建立和应用制冷系统稳健设计方法时仅考虑了设计参数的容差和噪声分布，

事实上仿真模型和试验数据同样存在误差。建议今后的研究进一步考虑模型的误差，并讨论它对稳健设计结果的影响；对于试验数据的误差，建议研究试验台系统自身的稳健性，并将试验台的噪声数据引入制冷装置质量设计综合仿真平台。

- 3) 强化基于仿真的制冷系统稳健设计的实际应用。本文仅研究了一拖一的单冷空调器，建议在更加复杂的制冷系统上应用基于仿真的稳健设计方法，比如风冷热泵、一拖多系统、水冷机组等。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

参考文献

- [1] 陈芝久, 阙雄才, 丁国良. 制冷系统热动力学. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [2] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化. 北京: 科学出版社, 2001.
- [3] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置智能仿真. 北京: 科学出版社, 2002.
- [4] Ding, G.L. Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30(7): 1119-1133.
- [5] Liu, S.F., Boyle, I.M. Engineering design: perspectives, challenges, and recent advances. *Journal of Engineering Design*, 2009, 20(1): 7-19.
- [6] 陈芝久. 制冷系统热动力学初探. *制冷学报*, 1987, 4: 1-10.
- [7] Domanski, P.A., Geshwiler, M. Simulation of an evaporator with nonuniform one-dimensional air-distribution. *ASIRAE Transactions*, 1991, 97(4): 793-802.
- [8] Domanski, P.A., Yashar, D., Kaufman K.A. An optimized design of finned-tube evaporators using the learnable evolution model. *HVAC&R Research*, 2004, 10(2): 201-211.
- [9] Domanski, P.A., Yashar, D., Kim, M.S. Performance of a finned-tube evaporator optimized for different refrigerants and its effect on system efficiency. *International Journal of Refrigeration*, 2005, 28(6): 820-827.
- [10] Domanski, P.A., Yashar, D. Optimization of finned-tube condensers using an intelligent system. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30(3): 482-488.
- [11] Yashar, D.A., Wojtusik, J., Kaufman, K.A. Evolutionary computation approach to heat exchanger design. *ASIRAE Transactions*, 2010, 116(2): 135-142.
- [12] Jiang, H.B., Aute, V., Radermacher, R. CoilDesigner: a general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 2006, 29(4): 601-610.
- [13] Singh, V., Aute, V., Radermacher, R. Numerical approach for modeling air-to-refrigerant fin-and-tube heat exchanger with tube-to-tube heat transfer. *International Journal of Refrigeration*, 2008, 31(8): 1414-1425.
- [14] Singh, V., Aute, V., Radermacher, R. A heat exchanger model for air-to-refrigerant fin-and-tube heat exchanger with arbitrary fin sheet. *International Journal of Refrigeration*, 2009, 32(7): 1724-1735.

- [15] Liu, J., Wei, W.J., Ding, G.L. A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27(8): 965-973.
- [16] Wu, Z.G., Ding, G.L., Wang, K.J. Application of a genetic algorithm to optimize the refrigerant circuit of fin-and-tube heat exchangers for maximum heat transfer or shortest tube. *International Journal of Thermal Science*, 2008, 47(8): 985-997.
- [17] Wu, Z.G., Ding, G.L., Wang, K.J. Knowledge-based evolution method for optimizing refrigerant circuitry of fin-and-tube heat exchangers. *HVAC&R Research*, 2008, 14(3): 435-452.
- [18] Wu, Z.G., Ding, G.L., Wang, K.J. An extension of a steady-state model for fin-and-tube heat exchangers to include those using capillary tubes for flow control. *HVAC&R Research*, 2008, 14(1): 85-101.
- [19] Shao, L.L., Yang, L., Zhang, C.L. Comparison of heat pump performance using fin-and-tube and microchannel heat exchangers under frost conditions. *Applied Energy*, 2010, 87(4): 1187-1197.
- [20] Bensafi, A., Borg, S., Parent, D. CYRANO: A computational model for the detailed design of plate-fin-and-tube heat exchangers using pure and mixed refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 1997, 20(3): 218-228.
- [21] Liang, S.Y., Wong, T.N., Nathan, G.K. Numerical and experimental studies of refrigerant circuitry of evaporator coils. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24(8): 823-833.
- [22] Pirompugd, W., Wongwises, S., Wang, C.C. A tube-by-tube reduction method for simultaneous heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers in dehumidifying conditions. *Heat and Mass Transfer*, 2005, 41(8): 756-765.
- [23] Kuo, M.C., Ma, H.K., Chen, S.L. An algorithm for simulation of the performance of air-cooled heat exchanger applications subject to the influence of complex circuitry. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26(1): 1-9.
- [24] Hyun, J.S., Lee, J., Choi, J.Y. Numerical analysis of evaporation performance in a finned-tube heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30(5): 812-820.
- [25] Pirompugd, W., Wang, C.C., Wongwises S. Finite circular fin method for heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007.

50(3-4): 552-565.

[26] Aidoun, Z., Ouzzane, M. A model application to study circuiting and operation in CO₂ refrigeration coils. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(11-12): 2544-2553.

[27] Bendaoud, A., Ouzzane, M., Aidoun Z. A new modeling approach for the study of finned coils with CO₂. *International Journal of Thermal Science*, 2010, 49(9): 1702-1711.

[28] Bendaoud, A., Ouzzane, M., Aidoun, Z. A new modeling procedure for circuit design and performance prediction of evaporator coils using CO₂ as refrigerant. *Applied Energy*, 2010, 87(10): 2974-2983.

[29] Moukalled, F., Verma, S., Darwish, M. The use of CFD for predicting and optimizing the performance of air conditioning equipment. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(1-3): 549-563.

[30] Khaled, M., Hrambat, F., Peerbossaini, H. Analytical and empirical determination of thermal performance of louvered heat exchanger - Effects of air flow statistics. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(1-3): 356-365.

[31] Yashar, D.A., Domanski, P.A., Cho, H.H. An experimental and computational study of approach air distribution for a finned-tube heat exchanger. *HVAC&R Research*, 2011, 17(1): 76-85.

[32] AHRI, ANSI/AHRI Standard 540 - Standard For Performance Rating of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units. Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute. 2004.

[33] Browne, M.W., Bansal, P.K. Steady-state model of centrifugal liquid chillers. *International Journal of Refrigeration*, 1998, 21(5): 343-358.

[34] Browne, M.W., Bansal, P.K. An elemental NTU-epsilon model for vapour-compression liquid chillers. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24(7): 612-627.

[35] Fu, L., Ding, G.L., Su Z.J. Steady-state simulation of screw liquid chillers. *Applied Thermal Engineering*, 2002, 22(15): 1731-1748.

[36] Zhao, L.X., Shao, L.L., Zhang, C.L. Steady-state hybrid modeling of economized screw water chillers using polynomial neural network compressor model. *International Journal of Refrigeration*, 2010, 33(4): 729-738.

[37] Shao, S.Q., Shi, W.X., Li, X.T. Simulation model for complex refrigeration systems based on two-phase fluid network - Part I: Model development. *International Journal of Refrigeration*, 2008, 31(3): 490-499.

- [38] Shi, W.X., Shao, S.Q., Li, X.T. Simulation model for complex refrigeration systems based on two-phase fluid network - Part II: Model application. *International Journal of Refrigeration*, 2008, 31(3): 500-509.
- [39] 丁国良. 小型制冷装置动态仿真与优化. 上海交通大学, 博士学位论文, 1993.
- [40] Soderlind, G., Wang, L. Evaluating numerical ODE/DAE methods, algorithms and software. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, 2006, 185(2): 244-260.
- [41] Jones, B.L., Kerrigan, F.C. When is the discretization of a spatially distributed system good enough for control?. *Automatica*, 2010, 46(9): 1462-1468.
- [42] He, X.D., Liu, S., Asada H.H. Modeling of vapor compression cycles for multivariable feedback control of HVAC systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 1997, 119(2): 183-191.
- [43] Pettit, N., Wiliatzen, M., Ploug-Sorensen L. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator. *International Journal of Refrigeration*, 1998, 21(5): 404-414.
- [44] Wiliatzen, M., Pettit, N., Ploug-Sorensen, L. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange. *International Journal of Refrigeration*, 1998, 21(5): 398-403.
- [45] Koury, R.N.N., Machado, L., Ismail, K.A.R. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24(2): 192-200.
- [46] Bbowne, M.W., Bansal, P.K. Transient simulation of vapour-compression packaged liquid chillers. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25(5): 597-610.
- [47] Jiang, J.H., Zhu, R.Q., Liu, X. A study on control of refrigeration systems with LQG method. Hong Kong: International Academic Publishers Ltd, 2003.
- [48] Leducq, D., Guilpart, J., Trystram, G. Low order dynamic model of a vapor compression cycle for process control design. *Journal of Food Process Engineering*, 2003, 26(1): 67-91.
- [49] Ding, G.L., Zhang, C.L., Lu, Z.L. Dynamic simulation of natural convection bypass two-circuit cycle refrigerator-freezer and its application - Part I: Component models. *Applied Thermal Engineering*, 2004, 24(10): 1513-1524.
- [50] Pfafferott, T., Schmitz, G. Modelling and transient simulation of CO₂-refrigeration systems with modelica. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27(1): 42-52.

- [51] Rasmussen, B.P., Alleyne, A.G. Control-oriented modeling of transcritical vapor compression systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2004, 126(1): 54-64.
- [52] Wu, C., Zhou, X.X., Shiming D. Development of control method and dynamic model for multi-evaporator air conditioners (MEAC). *Energy Conservation and Management*, 2005, 46(3): 451-465.
- [53] Buco S.S., Dias J.P., Seixlack A.L. Levenberg-Marquardt application to two-phase nonlinear parameter estimation for finned-tube coil evaporators. *Mathematical Problems in Engineering*, 2006, Article ID 48542, 1-13
- [54] Ledueq, D., Guilpart, J., Trystram G. Non-linear predictive control of a vapour compression cycle. *International Journal of Refrigeration*, 2006, 29(5): 761-772.
- [55] Lu, Z.L., Ding, G.L. Temperature and time-sharing running combination control strategy of two-circuit cycle refrigerator-freezer with parallel evaporators. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26(11-12): 1208-1217.
- [56] Zhang, W.J., Zhang, C.L. A generalized moving-boundary model for transient simulation of dry-expansion evaporators under larger disturbances. *International Journal of Refrigeration*, 2006, 29(7): 1119-1127.
- [57] Lin, J.L., Yeh, T.J. Identification and control of multi-evaporator air-conditioning systems. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30(8): 1374-1385.
- [58] Anderson, M., Buchner, M., Young, P. MILMO robust control for HVAC systems. *IEEE Transactions on Control Systems and Technology*, 2008, 16(3): 475-483.
- [59] Bendapudi, S., Braun, J.E., Groll, E.A. A comparison of moving-boundary and finite-volume formulations for transients in centrifugal chillers. *International Journal of Refrigeration*, 2008, 31(8): 1437-1452.
- [60] Eldredge, B.D., Rasmussen, B.P., Alleyne A.G. Moving-Boundary Heat Exchanger Models with Variable Outlet Phase. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2008, 130(6): 1-12
- [61] Li, H., Jeong, S.K., Yoon, J.I. An empirical model for independent control of variable speed refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28(14-15): 1918-1924.
- [62] Mckinley, T.L., Alleyne, A.G. An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using the moving-boundary method. *International*

- Journal of Refrigeration*, 2008, 31(7): 1253-1264.
- [63] Qi, Q., Deng, S.M. Multivariable control-oriented modeling of a direct expansion (DX) air conditioning (A/C) system. *International Journal of Refrigeration*, 2008, 31(5): 841-849.
- [64] Kapadia, R.G., Jain, S., Agarwal, R.S. Transient Characteristics of Split Air-Conditioning Systems Using R-22 and R-410A as Refrigerants. *HVAC&R Research*, 2009, 15(3): 617-649.
- [65] Lin, J.L., Yeh, T.J. Mode switching control of dual-evaporator air-conditioning systems. *Energy Conservation and Management*, 2009, 50(6): 1542-1555.
- [66] Lin, J.L., Yeh, T.J. Control of multi-evaporator air-conditioning systems for flow distribution. *Energy Conservation and Management*, 2009, 50(6): 1529-1541.
- [67] Schurt, L.C., Hermes, C.L.L., Neto, A.T. A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 2009, 32(7): 1672-1682.
- [68] Zhang, W.J., Ding, S.F., Zhang, C.L. Transient modeling of an air-cooled chiller with economized compressor. Part II: Application to control design. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(11-12): 2403-2407.
- [69] Zhang, W.J., Zhang, C.L., Ding, S.F. Transient modeling of an air-cooled chiller with economized compressor. Part I: Model development and validation. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(11-12): 2396-2402.
- [70] Fallahsohi, H., Changenet, C., Place, S. Predictive functional control of an expansion valve for minimizing the superheat of an evaporator. *International Journal of Refrigeration*, 2010, 33(2): 409-418.
- [71] Li, B., Alleyne, A.G. A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations. *International Journal of Refrigeration*, 2010, 33(3): 538-552.
- [72] Li, B., Otten, R., Chandan, V., et al. Optimal on-off control of refrigerated transport systems. *Control Engineering Practice*, 2010, 18(12): 1406-1417.
- [73] Li, P.F., Li, Y.Y., Seem, J.E. Modelica-Based Dynamic Modeling of a Chilled-Water Cooling Coil. *HVAC&R Research*, 2010, 16(1): 35-58.
- [74] Liang, N., Shao, S.Q., Tian, C.Q., et al. Dynamic simulation of variable capacity refrigeration systems under abnormal conditions. *Applied Thermal Engineering*, 2010,

- 30(10): 1205-1214.
- [75] Liang, N., Shao, S.Q., Xu, H.B., et al. Instability of refrigeration system - A review. *Energy Conservation and Management*, 2010, 51(11): 2169-2178.
- [76] Rasmussen, B.P., Alleyne, A.G. Gain Scheduled Control of an Air Conditioning System Using the Youla Parameterization. *IEEE Transactions on Control Systems and Technology*, 2010, 18(5): 1216-1225.
- [77] Schurt, L.C., Hermes, C.J.L., Neto, A.T. Assessment of the controlling envelope of a model-based multivariable controller for vapor compression refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30(13): 1538-1546.
- [78] Beghi, A., Cecchinato, L. Modelling and adaptive control of small capacity chillers for HVAC applications. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31(6-7): 1125-1134.
- [79] Choi, J.W., Lee, G., Kim, M.S. Numerical study on the steady state and transient performance of a multi-type heat pump system. *International Journal of Refrigeration*, 2011, 34(2): 429-443.
- [80] Zhang, W.J., Zhang, C.L. Transient modeling of an air conditioner with a rapid cycling compressor and multi-indoor units. *Energy Conservation and Management*, 2011, 52(1): 1-7.
- [81] Treka, M., Hensen, J.L.M. Overview of HVAC system simulation. *Automation in Construction*, 2010, 19(2): 93-99.
- [82] Ge, Y.T., Tassou, S.A. Mathematical modelling of supermarket refrigeration systems for design, energy prediction and control. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers-Part A: Power Energy*, 2000, 214(A2): 101-114.
- [83] Solati, B., Zineureanu, R., Haghghat F. Correlation based models for the simulation of energy performance of screw chillers. *Energy Conservation and Management*, 2003, 44(12): 1903-1920.
- [84] Chen, W., Deng, S.M. Development of a dynamic model for a DX VAV air conditioning system. *Energy Conservation and Management*, 2006, 47(18-19): 2000-2024.
- [85] Zhou, Y.P., Wu, J.Y., Wang, R.Z., et al. Energy simulation in the variable refrigerant flow air-conditioning system under cooling conditions. *Energy and Buildings*, 2007, 39(2): 212-220.
- [86] Aynur, T.N., Hwang, Y., Radermacher, R. Simulation evaluation of the ventilation

- effect on the performance of a VRV system in cooling mode - Part II, simulation evaluation. *IIVAC&R Research*, 2008, 14(5): 783-795.
- [87] Sawalha, S. Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions. *International Journal of Refrigeration*, 2008, 31(3): 516-524.
- [88] Sawalha, S. Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part II: System modifications and comparisons of different solutions. *International Journal of Refrigeration*, 2008, 31(3): 525-34.
- [89] Zhou, Y.P., Wu, J.Y., Wang, R.Z., et al. Simulation and experimental validation of the variable-refrigerant-volume (VRV) air-conditioning system in EnergyPlus. *Energy and Buildings*, 2008, 40(6): 1041-1047.
- [90] Aynur, T.N., Hwang, Y.H., Radermacher, R. Simulation of a VAV air conditioning system in an existing building for the cooling mode. *Energy and Buildings*, 2009, 41(9): 922-929.
- [91] Aynur, T.N., Hwang, Y.H., Radermacher, R. Simulation comparison of VAV and VRV air conditioning systems in an existing building for the cooling season. *Energy and Buildings*, 2009, 41(11): 1143-1150.
- [92] Li, Y.M., Wu, J.Y., Shiochi, S. Modeling and energy simulation of the variable refrigerant flow air conditioning system with water-cooled condenser under cooling conditions. *Energy and Buildings*, 2009, 41(9): 949-957.
- [93] Jeon, J., Lee, S., Hong, D., et al. Performance evaluation and modeling of a hybrid cooling system combining a screw water chiller with a ground source heat pump in a building. *Energy*, 2010, 35(5): 2006-2012.
- [94] Ling, L.Z., Hwang, Y., Radermacher, R. Theoretical study on separate sensible and latent cooling air-conditioning system. *International Journal of Refrigeration*, 2010, 33(3): 510-520.
- [95] Ge, Y.T., Tassou, S.A. Performance evaluation and optimal design of supermarket refrigeration systems with supermarket model "SuperSim". Part I: Model description and validation. *International Journal of Refrigeration*, 2011, 34(2): 527-539.
- [96] Ge, Y.T., Tassou, S.A. Performance evaluation and optimal design of supermarket refrigeration systems with supermarket model "SuperSim". Part II: Model applications. *International Journal of Refrigeration*, 2011, 34(2): 540-549.

- [97] Tashtoush, B., Molhim, M., Al-rousan, M. Dynamic model of an HVAC system for control analysis. *Energy*, 2005, 30(10): 1729-1745.
- [98] Arguello-Serrano, B., Velez-Reyes, M. Nonlinear control of a heating, ventilating, and air conditioning system with thermal load estimation. *IEEE Transactions on Control Systems and Technology*, 1999, 7(1): 56-63.
- [99] Wang, S.W., Jin, X.Q. Model-based optimal control of VAV air-conditioning system using genetic algorithm. *Building and Environment*, 2000, 35(6): 471-487.
- [100] Jin, X.Q., Du, Z.M., Xiao, X.K. Energy evaluation of optimal control strategies for central VAV chiller systems. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27(5-6): 934-941.
- [101] Wang, S.W., Ma, Z.J. Supervisory and optimal control of building HVAC systems: A review. *HVAC&R Research*, 2008, 14(1): 3-32.
- [102] Dounis, A.I., Caraiscos, C. Advanced control systems engineering for energy and comfort management in a building environment-A review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2009, 13(6-7): 1246-1261.
- [103] Komareji, M., Stoustrup, J., Rasmussen, H., et al. Simplified Optimal Control in HVAC Systems. 18th IEEE International Conference on Control Applications Part of 2009 IEEE Multi-conference on Systems and Control, St. Petersburg, Russia, 2009: 1033-1038.
- [104] Ma, Z.J., Wang, S.W. An optimal control strategy for complex building central chilled water systems for practical and real-time applications. *Building and Environment*, 2009, 44(6): 1188-1198.
- [105] Mossolly, M., Ghali, K., Ghaddar, N. Optimal control strategy for a multi-zone air conditioning system using a genetic algorithm. *Energy*, 2009, 34(1): 58-66.
- [106] Kumar, M., Kar, I.N. Design of Model-Based Optimizing Control Scheme for an Air-Conditioning System. *HVAC&R Research*, 2010, 16(5): 565-597.
- [107] Qiu, T., Ziping, F., Shoubo, M., et al. Heating control strategy for variable refrigerant flow air conditioning system with multi-module outdoor units. *Energy and Buildings*, 2010, 42(11): 2021-2027.
- [108] Talukdar, A., Patra, A. Dynamic Model-Based Fault Tolerant Control of Variable Air Volume Air Conditioning System. *HVAC&R Research*, 2010, 16(2): 233-254.
- [109] Naidu, D.S., Rieger, C.G. Advanced control strategies for heating, ventilation, air-conditioning, and refrigeration systems -An overview: Part I: Hard control. *HVAC&R Research*, 2011, 17(1): 2-21.

- [110] Yang, X.B., Jin, X.Q., Du, Z.M., et al. Evaluation of four control strategies for building VAV air-conditioning systems. *Energy and Buildings*, 2011, 43(2-3): 414-422.
- [111] 杨涛, 何叶, 魏东梅. 微机电器件的稳健设计. *工程设计学报*, 2004, 11(3): 124-127.
- [112] 丁继锋. 飞行器设计中的稳健设计方法研究, 西北工业大学, 硕士学位论文, 2006.
- [113] 樊毅芳. 稳健性优化设计理论与方法及其在固体火箭发动机中的应用研究, 国防科学技术大学, 博士学位论文, 2007.
- [114] 岳文辉. 工程机械多学科稳健设计优化. *湘潭师范学院学报: 自然科学版*, 2007, 29(3): 103-106.
- [115] 吴扬东. 面向机械产品族的稳健设计技术研究及其在往复泵中的应用, 浙江大学, 博士学位论文, 2008.
- [116] 张健. 少无试验条件下机械产品分析性稳健设计研究, 汕头大学, 硕士学位论文, 2009.
- [117] 曹博靖. 基于遗传算法的装载机变速箱模糊稳健优化设计, 南华大学, 硕士学位论文, 2010.
- [118] 李伟. 稳健设计及其在机械行业的研究与展望. *装备制造技术*, 2010, 8: 115-118.
- [119] 杨德春. 多级齿轮传动系统稳健优化研究, 西安电子科技大学, 硕士学位论文, 2010.
- [120] 王新龙. 浅谈稳健设计. *山东化工*, 2010, 39(5): 48-9.
- [121] 陈立周. 稳健设计. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [122] 许焕卫. 稳健设计建模及优化方法研究, 大连理工大学, 博士学位论文, 2009.
- [123] Park, G.J., Lee, T.H., Lee, K.H., et al. Robust design: An overview. *AIAA Journal*, 2006, 44(1): 181-191.
- [124] Arvidsson, M., Gremyr, I. Principles of robust design methodology. *Quality and Reliability Engineering International*, 2008, 24(1): 23-35.
- [125] Beyer, H.G., Sendhoff, B. Robust optimization - A comprehensive survey. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2007, 196(33-34): 3190-3218.
- [126] Taguchi, G. *Quality Engineering through Design Optimization*. New York: Kraus International Publications, 1984.
- [127] Taguchi, G. *Taguchi on Robust Technology Development - Bringing Quality*

- Engineering Upstream. New York: ASME Press, 1993.
- [128] Taguchi, G., Chowdhury, S., Taguchi, S. *Robust Engineering - Learn How to Boost Quality While Reducing Costs and Time to Market*. New York: McGraw-Hill, 2000.
- [129] Myers, R.H., Montgomery, D.C. *Response Surface Methodology- Process, Analysis, and Parameter Design Optimization*. New York: Wiley, 2002.
- [130] 陈立周. 工程稳健设计的发展现状与趋势. 中国机械工程, 1998, 9(6): 59-62.
- [131] 李泳鲜, 孟庆国. 机械稳健设计的研究概况与趋势. 工程设计学报, 1999, 1(1-4).
- [132] 陈入领, 潘双夏, 沈彤. 稳健设计研究现状. 机械设计, 2003, 20(8): 1-3.
- [133] 程贤福. 稳健优化设计的研究现状及发展趋势. 机械设计与制造, 2005, 8:158-160.
- [134] 郭惠昕. 稳健设计研究现状与模糊稳健设计研究进展. 机械设计, 2005, 22(2): 1-5.
- [135] 刘德顺, 岳文辉, 杜小平. 不确定性分析与稳健设计的研究进展. 中国机械工程, 2006, 17(17): 1834-1841.
- [136] 张贝贝, 白宝光. 稳健设计理论国内外研究新进展及发展趋势. 内蒙古工业大学学报: 社会科学版, 2008, 17(2): 34-37.
- [137] Hasenkamp, T., Arvidsson, M., Grenn, I. A review of practices for robust design methodology. *Journal of Engineering Design*, 2009, 20(6): 645-657.
- [138] 崔玉莲, 吴纬. 稳健设计综述. 质量与可靠性, 2010, 4:10-13.
- [139] Robinson, T.J., Borrer, C.M., Myers, R.H. Robust parameter design: A review. *Quality and Reliability Engineering International*, 2004, 20(1): 81-101.
- [140] Myers, R.H., Montgomery, D.C., Vining, G.G. Response surface methodology: A retrospective and literature survey. *Journal of Quality Technology*, 2004, 36(1): 53-77.
- [141] 李玉强, 崔振山, 陈军. 基于双响应面模型的 6 σ 稳健设计. 机械强度, 2006, 28(5): 690-694.
- [142] 李玉强, 崔振山, 陈军. 基于响应面模型的 6 σ 稳健设计方法. 上海交通大学学报, 2006, 40(2): 201-205.
- [143] Lee, Y., Nelder, J.A. Robust design via generalized linear models. *Journal of Quality Technology*, 2003, 35(1): 2-12.
- [144] Myers, W.R., Bremner, W.A., Myers, R.H. A dual-response approach to robust parameter design for a generalized linear model. *Journal of Quality Technology*, 2005, 37(2): 130-138.

- [145]Robinson, T.J., Wuleffs, S., Montgomery, D.C, et al. Robust parameter design using generalized linear mixed models. *Journal of Quality Technology*, 2006, 38(1): 65-75.
- [146]马彦辉. 基于 GLM 的非正态响应稳健设计研究, 天津大学, 博士学位论文, 2008.
- [147]Michael, W., Siddali, J.N. The optimization problem with optimal tolerance assignment and full acceptance. *ASME Journal of Mechanical Design*, 1981, 103(4): 842-848.
- [148]Belegundu, A.D., Zhang, S. Robust mechanical design through minimum sensitivity. *ASME Journal of Mechanical Design*, 1992, 114(2): 213-217.
- [149]Parkinson, A., Sorensen, C., Pourhassan, N. A general approach for robust optimal design. *ASME Journal of Mechanical Design*, 1993, 115(1): 74-80.
- [150]任冠华. 产品零缺陷设计一般原理与方法的研究. 北京: 北京科技大学, 2003.
- [151]Suh, N.P. *Axiomatic Design: Advances and Applications*. New York: Oxford University Press, 2011.
- [152]Suh, N.P. *The Principles of Design*. New York: Oxford University Press, 1990.
- [153]郭惠昕. 产品质量的模糊稳健性研究及模糊稳健优化设计方法. *中国机械工程*, 2002, 13(3): 221-224.
- [154]郭惠昕. 模糊目标与模糊约束时的稳健设计研究. *西安交通大学学报*, 2002, 36(1): 66-69.
- [155]林万文. 产品质量的模糊稳健设计研究, 硕士学位论文, 2003.
- [156]刘和剑. 基于模糊概率及虚拟现实技术的稳健设计方法的研究及应用, 苏州大学, 硕士学位论文, 2003.
- [157]刘鸿莉. 模糊稳健优化设计理论及其应用的研究, 大连理工大学, 硕士学位论文, 2005.
- [158]曹博皓, 王剑彬. 模糊稳健设计及其在圆柱弹簧设计上的应用. *机械工程与自动化*, 2010, 1: 115-116.
- [159]Liu, Y.L., Liu, Z.X. Multi-objective product configuration involving new components under uncertainty. *Journal of Engineering Designs*, 2010, 21(4): 473-494.
- [160]田口玄一著, 魏锡禄, 王世芳译. 试验设计法. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [161]中国现场统计研究会三次设计组, 全国总工会电教中心. 正交法和三次设计. 北京: 科学出版社, 1985.
- [162]韩之俊. 三次设计. 北京: 机械工业出版社, 1992.

- [163]何叶. 微通道冷却器稳健设计研究, 西南科技大学, 硕士学位论文, 2005.
- [164]刘佳. 基于随机模拟试验的稳健优化设计方法研究, 昆明理工大学, 硕士学位论文, 2002.
- [165]潘柳. 多元稳健设计方法及其应用研究, 南京理工大学, 硕士学位论文, 2009.
- [166]薛赛男. 用软件对冰箱进行整体优化. 家电科技, 2006, 3:62-64.
- [167]杨方. 面向产品质量改进的多目标稳健性设计优化, 青岛大学, 硕士学位论文, 2010.
- [168]杨涛, 何叶, 李磊民. 微通道热沉的稳健优化设计, 系统仿真学报, 2006, 9: 2630-2637
- [169]张瑞红. 基于数学模型的现代稳健优化设计, 河北工业大学, 硕士学位论文, 2000.
- [170]赵小山. 稳健设计及其在工业中的应用, 西北工业大学, 硕士学位论文, 2001.
- [171]Sahin, B. A Taguchi approach for determination of optimum design parameters for a heat exchanger having circular-cross sectional pin fins. *Heat and Mass Transfer*, 2007, 43(5): 493-502.
- [172]Clarke, D.D., Vasquez, V.R., Whiting, W.B., et al. Sensitivity and uncertainty analysis of heat-exchanger designs to physical properties estimation. *Applied Thermal Engineering*, 2001, 21(10): 993-1017.
- [173]Prasad, R.C., Karmeshu, Bharadwaj K.K. Stochastic modeling of heat exchanger response to data uncertainties. *Applied Mathematical Modelling*, 2002, 26(6): 715-726.
- [174]Wang, M.H., Lee, H.T. Robust design of finned-tube evaporators: a scalable product platform approach. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 2009, 223(11): 1483-1495.
- [175]Abdelaziz, O., Radermacher, R. Modeling heat exchangers under consideration of manufacturing tolerances and uncertain flow distribution. *International Journal of Refrigeration*, 2010, 33(4): 815-828.
- [176]Houwing, M., Ajah, A.N., Heijnen, P.W., et al. Uncertainties in the design and operation of distributed energy resources: The case of micro-CHP systems. *Energy*, 2008, 33(10): 1518-1536.
- [177]Smith, A., Luck, R., Mago, P.J. Analysis of a combined cooling, heating, and power system model under different operating strategies with input and model data uncertainty. *Energy and Buildings*, 2010, 42(11): 2231-2240.

- [178]Comakli, K., Simsek, F., Comakli, O., et al. Determination of optimum working conditions R22 and R404A refrigerant mixtures in heat-pumps using Taguchi method. *Applied Energy*, 2009, 86(11): 2451-2458.
- [179]Comakli, O., Comakli, K., Ozdemir, N., et al. Analysis of heat pumps with zeotropic refrigerant mixtures by Taguchi method. *ISI BILIMI VE TEKNIGI DERGISI- Journal of Thermal Science and Technology* 2010, 30(2): 113-122.
- [180]Dewit, S., Augenbroe, G. Analysis of uncertainty in building design evaluations and its implications. *Energy and Buildings*, 2002, 34(9): 951-958.
- [181]Corrado, V., Mechni, H.E. Uncertainty and Sensitivity Analysis for Building Energy Rating. *Journal of Building Physics*, 2009, 33(2): 125-156.
- [182]Breesch, IL, Janssens, A. Performance evaluation of passive cooling in office buildings based on uncertainty and sensitivity analysis. *Solar Energy*, 2010, 84(8): 1453-1467.
- [183]Macdonald, I.A., Clarke, J.A. Applying uncertainty considerations to energy conservation equations. *Energy and Buildings*, 2007, 39(9): 1019-1026.
- [184]Wang, Q., Chen, Q., Zeng, M. A CFD-Taguchi Combined Method for Numerical Investigation of Natural Convection Cooling Performance of Air-Core Reactor with Noise Reducing Cover. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2009, 55(12): 1116-1130.
- [185]Yadav, V. Data analysis issues with thermo-fluids investigations: a critical literature review. *Heat and Mass Transfer*, 2009, 45(6): 743-756.
- [186]房间空气调节器. 中华人民共和国国家标准. GB/T 7725-2004
- [187]Gungor, K.E., Winterton, R.I.S. A general correlation for boiling in tubes and annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1986, 19: 351-358.
- [188]Pierre, B. Flow resistance with boiling refrigerants. Part I, *ASHRAE Journal*, 1964, 58-65.
- [189]Wang, C.C., Du, J.Y. A heat transfer and friction correlation for wavy fin and tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999, 42: 1919-1924.
- [190]Rasmussen, B.D., Jakobsen, A., Review of compressor models and performance characterizing variables. *Proceedings of the 2000 International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 515-522.
- [191]ARI. Positive displacement refrigerant compressors and compressor units. ARI

- 540-599, Air-conditioning and Refrigeration Institute, 1999.
- [192] Duprez, M.E., Dumont, E., Frère, M. Modeling of reciprocating and scroll compressors. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30(5), 873-886.
- [193] Koury, R.N.N., Machado, L., Ismail, K.A.R. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24(2), 192-200.
- [194] Melo, C., Ferreira, R.T.S., Neto, C.B., Goncalves, J.M., Mezavila, M.M. An experimental analysis of adiabatic capillary tubes. *Applied Thermal Engineering*, 1999, 19(6), 669-684.
- [195] Li, R.Y., Lin, S., Chen, Z.H. Numerical modeling of thermodynamic non-equilibrium flow of refrigerant through capillary tubes. *ASHRAE Transactions*, 1990, 96(1), 542-549.
- [196] Wijaya, H. An experimental evaluation of adiabatic capillary tube performance for HFC-134a and CFC-12. *Proceedings of the International CFC and Halon Alternatives Conference*, Baltimore, MD, 1991
- [197] Kim, Y., O'Neal, D.L., Yuan, X.L. Two-phase flow of HFC-134a and CFC-12 through short-tube orifices. *ASHRAE Transactions*, 1994, 100(2), 582-591.
- [198] Kuehl, S.J., Goldschmidt, V.W. Modeling of steady flows of R-22 through capillary tubes. *ASHRAE Transactions*, 1991, 97(1), 139-148.
- [199] Wei, C.Z., Lin, Y.T., Wang, C.C., Leu, J.S. Experimental study of the performance of capillary tubes for R-407C refrigerant. *ASHRAE Transactions*, 1999, 105(2), 634-638.
- [200] Kim, S.G., Kim, M.S., Ro, S.T. Experimental investigation of the performance of R22, R407C and R410A in several capillary tubes for air-conditioners. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25(5), 521-531.
- [201] Kim, Y., O'Neal, D.L. Two-phase flow of R-22 through short-tube orifices. *ASHRAE Transactions*, 1994, 100(1), 323-334.
- [202] Wijaya, H. Adiabatic capillary tube test data for HFC-134a. *The IIR-Purdue refrigeration conference*, West Lafayette, IN, 1992, 1, 63-71
- [203] Singh, G.M., Hrnjak, P.S., Bullard, C.W. Flow of refrigerant 134a through short tubes. *HVAC&R Research*, 2001, 7(3), 245-262.
- [204] Fiorelli, F.A.S., Huerta, A.A.S., Silveira, O.M. Experimental analysis of refrigerant mixtures flow through adiabatic capillary tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2002, 26(5), 499-512.

- [205] Payne, W.V., O'Neal, D.L. **Multiphase flow of refrigerant 410A through short tube orifices.** ASHRAE Transactions, 1999, 105(2), 66-74.
- [206] Kim, Y., Payne, V., Choi, J., Domanski, P. **Mass flow rate of R-410A through short tubes working near the critical point.** International Journal of Refrigeration, 2005, 28(4), 547-553.
- [207] Motta, S.Y., Braga, S.L., Parise, J.A.R. **Critical flow of refrigerants through adiabatic capillary tubes: experimental study of zeotropic mixtures R407C and R404A.** ASHRAE Transactions, 2000, 106(1), 534-549.
- [208] Payne, W.V., O'Neal, D.L. **Mass flow characteristic of R407C through short tube orifices.** ASHRAE Transactions, 1999, 104(1), 197-209.
- [209] Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E., Schiochet, G., Zilio, C. **Assessment on the use of common correlations to predict the mass-flow rate of carbon dioxide through capillary tubes in transcritical cycles.** International Journal of Refrigeration, 2009, 32(5), 1041-1048
- [210] Da Silva, D.L., Hermes, C.J.L., Melo, C., Goncalves, J.M., Weber, G.C. **A study of transcritical carbon dioxide flow through adiabatic capillary tubes.** International Journal of Refrigeration, 2009, 32(5), 978-987
- [211] Liu, J.P., Niu, Y.M., Chen, J.H., Chen, Z.J., Feng, X. **Experimentation and correlation of R744 two-phase flow through short tubes.** Experimental Thermal and Fluid Science, 2004, 28(6), 565-573.
- [212] Liao, S., Zhao, T. **Measurements of heat transfer coefficients from supercritical carbon dioxide flowing in horizontal mini/meso channels.** ASME Journal of Heat Transfer, 2002, 124, 413-420
- [213] 王江翠, 金晓云, 邵亮亮, 张春路. **绝热毛细管无量纲流量关联式评估.** 制冷技术, 2011, 31(3): 30-35
- [214] Rice, C. **The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions [J].** ASHRAE Transactions, 1987, 93(Part 1): 347-67.
- [215] **房间空气调节器能效限定值及能效等级.** 中华人民共和国国家标准, GB 12021.3-2010

致谢

五年博士生经历是我迄今最丰富的一段人生旅程，不仅在科研视野与能力上获得了很大的提升，而且磨练了意志、丰富了人生阅历，确立了今后的人生方向。五年的时间，有太多的感触与感谢。

衷心感谢导师谷波教授和张春路教授的谆谆教诲和悉心指导。他们的指导与建议保障了本论文的顺利完成。

衷心感谢我在 Carrier Corporation(开利)工作期间的 mentor Dr. Kenneth Koehnig，他的热心指导使得我在制冷空调系统仿真方面有了更为坚实的基础和更为开阔的视野。

衷心感谢在开利工作时的同事赵灵晓博士、邵亮亮博士、张伟江博士、史玉玲博士、孙丰诚博士、魏文建博士、胡健博士等，与他们的交流讨论对于我的技术能力提升很有帮助。在开利工作近六年时间里，学到了很多、历练了很多，在此也对相关人士一并表示谢意。

感谢国家自然科学基金(No. 50876059)资助本文研究。

最后，衷心感谢家人多年来对我的无私支持，祝福他们永远健康快乐！

杨亮
2012年9月

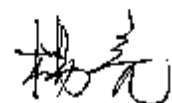
攻读学位期间发表的学术论文

- [1] Liang Yang, Chun-Lu Zhang. On subcooler design for integrated two-temperature supermarket refrigeration system, **Energy and Buildings**, 2011, 43: 224-231
- [2] Liang Yang, Chun-Lu Zhang. Analysis on energy saving potential of integrated supermarket HVAC and refrigeration systems using multiple subcoolers, **Energy and Buildings**, 2010, 42: 251-258
- [3] Liang Yang, Ling-Xiao Zhao, Chun-Lu Zhang, Bo Gu. Loss-efficiency model of single and variable speed compressors using neural networks, **International Journal of Refrigeration**, 2009, 32: 1423-1432
- [4] Liang Yang, Chun-Lu Zhang. Modified neural network correlation of refrigerant mass flow rates through adiabatic capillary and short tubes: Extension to CO₂ transcritical flow, **International Journal of Refrigeration**, 2009, 32: 1293-1301
- [5] 杨亮, 张春路. 基于仿真的制冷产品质量预测与优化, 制冷学报 (已录用)
- [6] Liang-Liang Shao, Liang Yang, Ling-Xiao Zhao, Chun-Lu Zhang. Hybrid steady-state modeling of a residential air-conditioner system using neural network component models, **Energy and Buildings**, 2012, 50: 189-195
- [7] Yu-Ling Shi, Liang Yang, Chunlu Zhang. Air management modeling of condensing units in a confined space and its impact on the chiller system performance, **Energy and Buildings**, 2011, 43: 2673-2677
- [8] Ling-Xiao Zhao, Liang Yang, Chun-Lu Zhang. Neural network modeling of fin-and-tube evaporator performance under dry and wet conditions, **ASME Journal of Heat Transfer**, 2010, 132, 074502
- [9] Liang-Liang Shao, Liang Yang, Chun-Lu Zhang. Comparison of heat pump performance using fin-and-tube and microchannel heat exchangers under frost conditions, **Applied Energy**, 2010, 87: 1187-1197
- [10] Liang-Liang Shao, Liang Yang, Chun-Lu Zhang, Bo Gu. Numerical modeling of serpentine microchannel condensers, **International Journal of Refrigeration**, 2009, 32: 1162-1172.

上海交通大学
学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：



日期：2012年10月18日

上海交通大学

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权上海交通大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密，在__年解密后适用本授权书。

本学位论文属于 不保密。

(请在以上方框内打“√”)

学位论文作者签名：杨亮

指导教师签名：[Signature]

日期：2012年10月18日

日期：2012年10月18日

上海交通大学博士学位论文答辩决议书



0070209125

姓名	杨亮	学号	0070209125	所在学科	制冷及低温工程
指导教师	谷波	答辩日期	2012-10-18	答辩地点	机械与动力工程学院A楼401室

论文题目: 基于仿真的制冷系统稳健设计方法研究

投票表决结果: 5/5/5 (同意票数/实到委员数/应到委员数) 答辩结论: 通过 不通过

评语和决议:

杨亮的博士论文对基于仿真的制冷系统稳健设计方法进行了深入的研究分析, 研究对提升制冷系统设计方法及产品质量管理水平具有重要的实际应用价值。

论文的主要研究成果如下:

1. 提出了基于仿真的制冷系统稳健设计方法的框架, 建立了结合稳健设计理论的制冷空调装置质量设计综合仿真平台。
2. 研究了在部件和系统层面上实现基于仿真的稳健设计方法所需的稳健参数优化方法, 质量指标预测方法, 提出了一种获取产品质量损失函数的新方法, 即采用中心复合试验设计与蒙特卡洛模拟结合, 对制冷系统各部件的容差进行优化, 能大幅提高产品质量, 同时可以有效控制成本。通过验证说明了稳健设计方法的可靠性。
3. 提出将现实中存在的不确定因素和设计参数的波动以概率分布的形式融入制冷系统仿真模型, 并结合随机模型方法实现了设计阶段对产品质量的预测和优化。

论文研究目标明确, 建立的理论模型合理, 逻辑分析缜密, 得到的计算和实验结果可信, 表明作者具有宽广的专业基础知识和扎实的理论分析能力。

答辩是思维清晰, 重点突出, 能正确回答答辩委员提出的问题。

经答辩委员会投票表决, 一致同意通过杨亮同学的博士学位论文答辩, 并建议授予其工学博士学位。

2012年10月18日

	职务	姓名	职称	单位	签名
答辩委员会成员签名	主席	张旭	教授	同济大学	
	委员	李学来	教授	上海海事大学	
	委员	晋欣桥	教授	上海交通大学	
	委员	王文	教授	上海交通大学	
	委员	巨永林	教授	上海交通大学	
	委员				
	委员				
	秘书	柯莹	教员	上海交通大学	