

# 空气源制冷/热泵系统的㊦分析

郭进军 何雅玲 陶文铨

(西安交通大学能动学院)

孙庆宽

(春兰制冷技术研究所)

**摘要** 本文在系统地阐述了制冷/热泵系统㊦分析方法的基础上,对实际产品 KFR - 70LW/ EDS 及 KFR - 35GW/ G型制冷/热泵系统进行了详尽的㊦损失及㊦效率的计算,进而可以看出系统各个环节能源利用的情况。本文还介绍了一些减少㊦损失、提高㊦效率的简单措施。

**关键词** 制冷系统 热泵系统 ㊦分析

**ABSTRACT** This article describes a method on exergy analysis of refrigeration/ heat pump system, and calculates exergy destruction and exergy efficiency of the products KFR - 70LW/ EDS and KFR - 35GW/ G refrigeration/ heat pump system in detail. The results shows the energy consumption of every components in the system. This article also introduces some simple measures to reduce exergy destruction and increase exergy efficiency.

**KEY WORDS** refrigeration system; heat pump system; exergy analysis

## 1 引言

随着科学技术的进步,现代工农业生产以空前的速度在发展,随之带来的能源紧张成了当今世界各国面临的一个共性问题。热泵系统的研究与发展由此显得格外重要,因为热泵是一种有效的节能手段,它可以利用回收的低温位余热,把一些由于温度太低的,储藏于空气、土壤、水中以及工业废气、废水中的热量采集起来,花费少量外加的、高品质的能量,将废热升级至可以利用的热源。

本文所研究的制冷/热泵系统就是通常使用的双置式空调,这种装置由于其方便、节能,已被广泛的应用于日常生活的采冷及供暖中。它们的用途除此之外还有很多,例如,用于鱼、肉类加工厂,热泵可用来提供热水,制冷系统可用来提供冷量或制冰;用于溜冰场时,热泵用来采暖,制冷系统用来冷却冰场等。

通常,衡量制冷/热泵系统性能的优劣,常常对其进行热力学第一定律的分析(能量数量利用率的分析),采用制冷系数或制热系数来做为评价的标准。这种方法虽可以提供选择和设计制冷装置所需要的参数,说明能量传递和转换的效率情况,但是,这种方法也存在着无法避免的缺陷。因为它把

不同质和能量等价看待,所以不能说明能量利用过程中各部件的不可逆损失程度和能量利用过程中的不合理性,掩盖了系统的薄弱环节。

所以,衡量一个制冷/热泵系统的性能是否优劣,比较科学的方法是应同时进行能量数量(即热力学第一定律分析)和能量品质的分析(即㊦分析或称热力学第二定律的分析)。本文正是基于此,以实际产品 KFR - 70LW/ EDS 及 KFR - 35GW/ G型制冷/热泵系统为例,详尽地分析和计算了该产品各部件及整个系统的㊦损失及㊦效率,进而得出各个环节能源利用的情况,找出能量利用的薄弱环节,指导产品的良好设计。

## 2 空气源制冷/热泵系统的㊦分析简介

### 2.1 ㊦分析方法的优点

近些年㊦分析的方法已被广泛运用于能源利用及动力、低温工程、制冷、热泵、化工、冶金等工业部门。能量㊦值的大小,说明了能量中可转变为有用功的多少,能量㊦值越大,能量的价值就越高,有用程度也越大。㊦分析法还具有以下一些优点:

(1) ㊦效率可作为衡量设备或装置系统技术完善程度或热力学完善程度的一个指标。㊦效率越接近 1,表示设备或装置系统的热力学完善程度

越好,熵损失越小;

(2) 采用熵效率作为用能设备或装置系统的目标函数,可以获得设备和系统的优化条件;

(3) 熵分析方法可以准确地揭示装置系统中损率最大的薄弱环节,为改进设备、节约能源提供目标,采取对策;

(4) 熵分析法与经济分析相结合,形成“热经济学”,目标是使整个系统设计最优化。

### 2.2 熵及熵分析方法的简介

熵的概念是在热力学第二定律的基础上发展起来的。我们把在环境条件下能量中理论上能够转变为用功的那部分能量叫作熵(或有效能),不能转变为用功的那部分能量叫做焓。按照这种定义,热力学第一定律又可表示为:在一个封闭系统中熵和焓保持常数。然而在此系统中熵和焓的比例是可以变化的,用热力学第二定律来解释就是说在一个封闭的系统中发生不可逆过程时,熵可以转变成焓;在可逆过程中熵保持不变;焓无论在什么时候都不能转变成熵。

为了更形象的说明熵和焓的关系,我们用图 1 来解释:在  $T - S$  图上,总热量  $Q_{12}$  表示为一是曲线 1 - 2 下与横坐标所围的面积。高于环境温度  $T_a$  的部分  $E_{Q12}$  便是熵,而低于环境温度  $T_a$  的部分  $B_{Q12}$  便是焓。

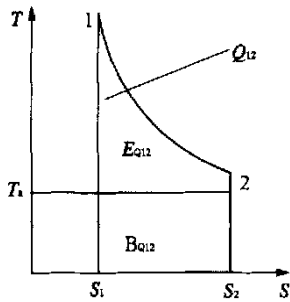


图 1 热量分为熵和焓

熵分析法又称为热力学第二定律分析法,就是对系统和设备进行的每一个过程,计算其熵损失,对整个设备或系统计算其熵效率。对于在给定条件下进行的过程来说,熵损失的大小能够用来衡量该过程的热力学完善度,熵损失大说明过程的不可逆性大。但熵损失是一个绝对数量,不能用来比较在不同条件下过程进行的完善程度,不能用来评价过程中熵的利用程度。所以我们一般用熵效率来衡量在热力系统或热工设备中熵的利用程度,或系统中进行热力学完善度。所谓熵效率就是指在系

统或设备进行的热力过程中,被利用或收益的熵与支付或耗费的熵的比值,用  $\eta$  来表示。

### 2.3 对制冷与热泵系统进行熵分析时所作假设

空气源制冷热泵系统工质经历了压缩、冷凝、节流及蒸发四个热力过程完成制热、制冷循环,如图 2 所示。从理论上讲只有节流阀产生的熵损失是不可避免的。然而在实际的循环过程中,产生损失的过程还有: 压缩机内工质的非等熵压缩过程; 冷凝器、蒸发器内的有限温差传热过程; 系统内流体的有阻力流动等。

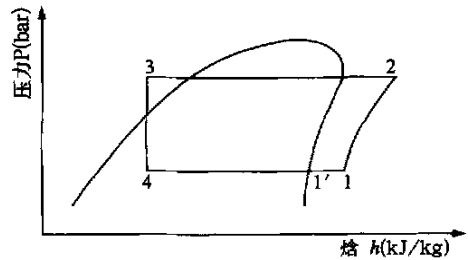


图 2 空气源制冷热泵系统压焓图

对实际循环热力分析时,我们可以将整台机组作为一个稳定流动开口系统来处理,并做如下假设: 循环内的流体流动为稳定流动; 忽略动、位能的影响; 取环境状态为约束性死状态。

### 3 制冷/热泵系统的熵分析

#### 3.1 制冷系统的熵分析

为表达简便,对制冷系统各个部分进行分析时所需要的公式列于表 1。

我们以压缩机和蒸发器为例来简单介绍所列的计算公式。

压缩机:

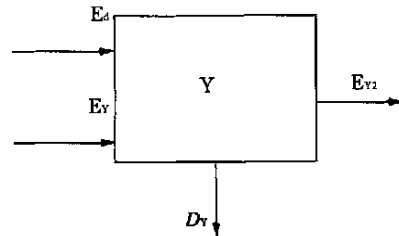


图 3 制冷系统压缩机熵平衡模型

压缩机的熵平衡模型框图如图 3 所示。进入压缩机的熵流有输入熵:  $E_d = E_1 - D_d$  及

工质入口熵:  $E_{v1} = h_1 - T_0 S_1$

式中:  $h_1$ —工质入口焓;  $S_1$ —工质入口熵;  $T_0$ —环境温度。

压缩机输出熵流有工质出口熵:  $E_{v2} = h_2 - T_0 S_2$

表 1 制冷系统各个部分熵分析的计算公式

名称	代号	计算式	注释	
系统	输入熵	$E_1 = P/m$	$Q_0$ :制冷量 $P$ :电机输入电能 $h_5$ :工质蒸发器出口焓 $h_4$ :工质蒸发器进口焓	
	质量流量	$m = Q_0 / (h_5 - h_4)$		
电动机	熵损失	$D_d = E_1(1 - \eta)$	$\eta$ :电机的效率	
压缩机	熵损失	$D_Y = E_d + E_{Y1} - E_{Y2}$	$h_1$ :工质入口焓 $S_1$ :工质入口熵 $T_0$ :环境温度 $h_2$ :工质出口焓 $S_2$ :工质出口熵	
	进入压缩机的熵流输入熵	$E_d = E_1 - D_d$		
	工质入口熵	$E_{Y1} = h_1 - T_0 S_1$		
	工质出口熵	$E_{Y2} = h_2 - T_0 S_2$		
冷凝器	熵损失	$D_n = E_{n1} - E_{n2}$	$h_3$ :工质出口焓 $S_3$ :工质出口熵	
	工质入口熵	$E_{n1} = E_{Y2}$		
	工质出口熵	$E_{n2} = h_3 - T_0 S_3$		
节流阀	熵损失	$D_j = E_{j1} - E_{j2}$	$h_4$ :节流时工质出口焓 $S_4$ :节流时工质出口熵	
	工质入口熵	$E_{j1} = E_{n2}$		
	工质出口熵	$E_{j2} = h_4 - T_0 S_4$		
蒸发器	熵损失	$D_f = E_{f1} - E_{f2} - E_{Q0}$	$h_5$ :蒸发环节工质出口焓 $S_5$ :蒸发环节工质出口熵 $T_c$ :空调房间温度 $T_0$ :环境温度	
	工质入口熵	$E_{f1} = E_{j2}$		
	工质出口熵	$E_{f2} = h_5 - T_0 S_5$		
	系统制冷熵	$E_{Q0} = (T_0 - T_c) (h_5 - h_4) / T_c$		
系统的跑冷熵	跑冷熵	$D_p = E_{p1} - E_{p2}$		
	系统出口熵	$E_{p1} = E_{f2}$		
	系统入口熵	$E_{p2} = H_1 - T_0 S_1$		
系统总熵损失		$D$	$D = D_d + D_Y + D_n + D_j + D_f + D_p$	

式中:  $h_2$  —工质出口焓;  $S_2$  —工质出口熵。

于是, 压缩机熵损失为:

$$D_Y = E_d + E_{Y1} - E_{Y2}$$

蒸发器:

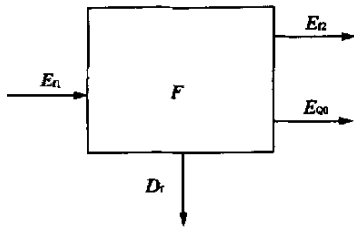


图 4 制冷系统蒸发器熵平衡模型

蒸发器熵平衡模型框图如图 4 所示, 蒸发环节熵损失:

$$D_f = E_{f1} - E_{f2} - E_{Q0}$$

式中:  $E_{f1}$  —蒸发器工质入口熵,  $E_{f1} = E_{j2}$ ;  $E_{f2}$  —蒸发器工质出口熵;  $E_{Q0}$  —系统制冷熵。

$$E_{f2} = h_5 - T_0 S_5$$

式中:  $h_5$  —蒸发环节工质出口焓;  $S_5$  —蒸发环节工质出口熵。

$$E_{Q0} = (T_0 - T_c) (h_5 - h_4) / T_c$$

式中:  $T_c$  —空调房间温度

$T_0$  —环境温度

### 3.2 热泵系统的熵分析

热泵系统的熵分析计算中, 输入熵  $E_1'$ , 电机熵损失  $E_d'$ , 压缩机熵损失  $E_Y'$ , 节流阀熵损失  $D_j'$  与制冷系统分析计算相同, 在此不再赘述。表 2 列出的是冷凝器和蒸发器的公式。

表 2 热泵系统冷凝器和蒸发器熵分析的计算公式

名称	代号	计算式	注释	
冷凝器	熵损失	$D_n' = E_{n1}' - E_{n2}' - E_Q$	$E_{n1}'$ :冷凝环节工质入口熵 $E_{n2}'$ :冷凝环节工质出口熵 $T_h$ :室内温度 $T_0$ :环境温度	
	系统制热熵	$E_Q = (T_h - T_0) (h_1 - h_2) / T_h$		
蒸发器	熵损失	$D_f' = E_{f1}' - E_{f2}'$	$E_{f1}'$ :蒸发环节工质进口熵 $E_{f2}'$ :蒸发环节工质出口熵	
系统总熵损		$D'$	$D' = D_d' + D_Y' + D_n' + D_j' + D_f'$	加'表示热泵系统

我们以冷凝器为例进行说明：  
冷凝器：

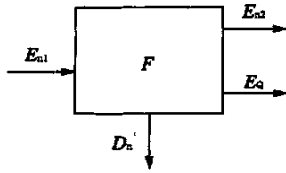


图 5 热泵系统冷凝器焓平衡模型

冷凝器焓平衡模型框图如图 5 所示。冷凝器  
焓损失

$$D_n' = E_{n1}' - E_{n2}' - E_Q$$

式中： $E_{n1}'$ —冷凝环节工质入口焓； $E_{n2}'$ —冷凝环节工质出口焓； $E_Q$ —系统制热焓。

$$E_Q = (T_h - T_D)(h_1 - h_2) / T_h$$

式中： $T_h$ —室内温度； $T_0$ —环境温度。

#### 4 空气源制冷/热泵系统焓分析的计算结果及讨论

##### 4.1 产品的主要技术参数

表 3 和表 4 给出了这两个实际产品制冷/热泵系统的主要技术参数,其中产品 1 表示 KFR—70LW/EDS 型制冷热泵系统,产品 2 表示 KFR—35GW/G 型制冷热泵系统。

表 3 产品 1 的主要技术参数

主要参数名称	主要参数	
室内空气流量(m <sup>3</sup> /h)	制冷:1020	制热:1140
室外空气流量(m <sup>3</sup> /h)	制冷:3100	制热:3100
吸气压力(MPa)	制冷:0.48	制热:0.36
排气压力(MPa)	制冷:2.03	制热:2.02
过冷温度	40—41 (制冷)	
吸气温度	制冷:15	制热:-1
制冷量、制热量(W)	制冷量:7300	制热量:8200
能效比	EER:2.5	COP:3.0

表 4 产品 2 的主要技术参数

主要参数名称	主要参数	
室内空气流量(m <sup>3</sup> /h)	制冷:550	制热:620
室外空气流量(m <sup>3</sup> /h)	制冷:1400—1350	制热:1400
吸气压力(MPa)	制冷:0.45	制热:0.35
排气压力(MPa)	制冷:2.03	制热:2.02
过冷温度	8 (制冷)	
吸气温度	制冷:15	制热:0
制冷量、制热量(W)	制冷量:3500	制热量:4000
能效比	EER:2.6	COP:3.0

#### 4.2 制冷/热泵循环中各个状态点的参数

表 5、表 6 及表 7、表 8 分别给出了产品 1 和产

品 2 经热力学第一定律分析计算后,所得的制冷、  
热泵循环中各状态点的热力参数。

表 5 产品 1 制冷循环各状态点的热力参数

参 数 \ 状 态 点	1	2	3	4	5
P, MPa	0.48	2.03	2.03	0.48	0.48
T, °C	15	116.8	40	-1.125	-1.125
H, kJ/kg	416.3	478.43	249.5	249.5	404.6
S, kJ/kg	1.794	1.854	1.165	1.182	1.752

表 6 产品 1 热泵循环各状态点的热力参数

参 数 \ 状 态 点	1	2	3	4	5
P, MPa	0.36	2.02	2.02	0.36	0.36
T, °C	-1	94.49	51.71	-9.586	-9.586
H, kJ/kg	407.4	458.97	304.25	304.25	401.4
S, kJ/kg	1.788	1.803	1.334	1.397	1.765

表7 产品2制冷循环各状态点的热力参数

参 数 \ 状 态 点	1	2	3	4	5
$P, \text{MPa}$	0.45	1.89	1.89	0.45	0.45
$T, \text{K}$	15	111.8	40.81	-3.075	-3.075
$H, \text{kJ/kg}$	416.9	475.4	250.6	250.6	403.9
$S, \text{kJ/kg}$	1.802	1.852	1.169	1.169	1.755

表8 产品2热泵循环各状态点的热力参数

参 数 \ 状 态 点	1	2	3	4	5
$P, \text{MPa}$	0.35	2.1	2.1	0.35	0.36
$T, \text{K}$	0	98.75	53.43	-10.38	-10.38
$H, \text{kJ/kg}$	408.3	461.86	301.6	301.6	401.0
$S, \text{kJ/kg}$	1.793	1.808	1.324	1.388	1.766

## 4.3 分析计算结果

表9、表10及表11、表12分别是产品1和产品2制冷系统及热泵系统焓分析的计算结果。计

算中,工质均为R22,夏天环境温度取为308K,室内温度取为300K;冬天环境温度取为266K,室内温度取为300K;电动机效率取0.98。

表9 产品1制冷系统的焓平衡计算结果

名 称	代号	数值(kJ/kg)	所占百分比, %
制冷焓	$D_Q$	4.136	6.66
压缩机的焓损失	$D_V$	17.237	27.74
冷凝器的焓损失	$D_N$	16.718	26.91
节流阀的焓损失	$D_J$	5.236	8.43
蒸发器的焓损失	$D_Z$	16.324	26.27
电动机的焓损失	$D_D$	1.243	2.00
跑冷焓	$D_P$	1.236	1.99
小 计	$D$	62.13	100

表10 产品1热泵系统的焓平衡计算结果

名 称	代号	数值(kJ/kg)	所占百分比, %
制热焓	$D_Q$	17.53	33.99
压缩机的焓损失	$D_V$	2.96	5.74
冷凝器的焓损失	$D_N$	12.436	24.11
节流阀的焓损失	$D_J$	16.76	32.50
蒸发器的焓损失	$D_Z$	0.856	1.66
电动机的焓损失	$D_D$	1.03	2.00
小 计	$D$	51.57	100

表11 产品2制冷系统的焓平衡计算结果

名 称	代号	数值(kJ/kg)	所占百分比, %
制冷焓	$D_Q$	4.088	7.0
压缩机的焓损失	$D_V$	14.25	24.34
冷凝器的焓损失	$D_N$	14.436	24.66
节流阀的焓损失	$D_J$	5.852	9.99
蒸发器的焓损失	$D_Z$	17.278	29.51
电动机的焓损失	$D_D$	1.170	2.00
跑冷焓	$D_P$	1.476	2.52
小 计	$D$	58.55	100

表 12 产品 2 热泵系统的焓平衡计算结果

名 称	代号	数值(kJ/kg)	所占百分比,%
制热焓	$D_Q$	18.13	34.02
压缩机的焓损失	$D_V$	2.663	5.00
冷凝器的焓损失	$D_N$	13.386	25.11
节流阀的焓损失	$D_J$	17.024	31.94
蒸发器的焓损失	$D_Z$	1.03	1.93
电动机的焓损失	$D_D$	1.067	2.00
小 计	$D$	53.30	100

## 5 结 论

由上面的计算结果可以看出,在制冷系统中,压缩机、蒸发器和冷凝器的焓损失所占比例较大,而在热泵系统中,冷凝器和节流阀的焓损失是主要的,这是因为此时蒸发器的温差很小,大约只有几度,而冷凝器中工质与环境温度的平均传热温差比较大,节流前后的温降较大,其温差越大焓损失越大。

减小压缩机、蒸发器及冷凝器的焓损失,可以通过改进它们本身的设计与制造的技术水平来解决,但减小节流阀的焓损失却不能靠改良节流阀的本身,而在于改进循环的组合,一般采用的方法是将节流前的温度进一步过冷再进行节流。这一措施所带来的效果不仅使节流焓损失减小,而且使制冷量提高。从而可提高装置的焓效率。

减少压缩机焓损失的措施有采用等熵效率高

的压缩机,当压缩机的压比较大的时候,还可以采用双级压缩的压缩机。这种压缩机的工作过程分为两个阶段,从蒸发器出来的工质先在低级压缩机中压缩,然后再进行冷却,最后进入高级压缩机中进行压缩直到压力达到冷凝压力。这样做之所以能减少焓损,关键是因为中间的冷却过程降低了压缩机的入口温度。

减少冷凝器焓损失的方法有将从冷凝器出来的工质再进一步过冷,极限温度可以冷却到环境温度。这在不增加压缩机耗电的情况下增加了制冷量,所以减少了焓损失。

通过系统的焓分析,可以找出系统焓损失的主要环节,并优先采取措施减少焓损失,以提高系统的能效。焓分析还是焓经济分析的基础,在焓分析的基础上,对系统进行焓经济性分析,进而可对系统进行综合优化。

(上接第 12 页)

已导致进口空调器零售价小幅度上涨,尚未影响销售量。但俄罗斯正在积极申请加入 WTO,贸易壁垒将被打破。

综上所述,欧洲空调器市场将平稳、持续发展,销售量增长主要在俄罗斯、乌克兰和土耳其。笔者 1991~1996 年曾先后在莫斯科、圣彼德堡、德国西

部和哈萨克斯坦访问,亲历一些地方无空调的夏季的炎热。1995 年率劳务携 12 万台万宝分体空调器进入阿拉木图市,价廉的我国产品大受欢迎。若我国厂商以诚信为本,搞好售后服务,我国空调产品将会象上世纪 90 年代初轻纺产品一样畅销俄罗斯及东欧。

## 参 考 文 献

- 1 JG134-2001 夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准[S].
- 2 徐金城. 我国空调器市场前景初探[J]. 制冷空调与电力机械. 2001,22(2):45~39.
- 3 宋国强. 中国制冷空调工业协会第三届协会工作报告[J]. 制冷与空调. 2002,2(1):1~5.
- 4 Review 2001 BSRIA.
- 5 . . . . . ? ,2001,3:24~26.