

文章编号:1673-9469(2008)01-0071-03

蒸气压缩式制冷系统的能耗分析

王建强,王文红,任晓芬,贾玉青
(河北工程大学 城建学院,河北 邯郸 056038)

摘要:通过对蒸气压缩式制冷系统的焓分析模型的建立,采用焓分析方法,揭示了蒸气压缩式制冷系统中主要部件能量损失的程度,提出了一系列减少焓损、合理用能的途径,针对冷凝器有无余热回收,对一实际机组进行了焓损失比较,结果表明采用冷凝热回收装置能减少系统的焓损,并对机组进行质调节时的焓损进行了分析,对系统的优化提供有力的理论参考。

关键词:焓;蒸气压缩式制冷;焓损失系数;余热回收

中图分类号: TU843

文献标识码: A

Exergy analysis of the vapor compression refrigeration

WANG Jian-qiang, WANG Wen-hong, REN Xiao-fen, Jia Yu-qing
(College of Urban Construction, Heibei University of Engineering, Handan 056038, China)

Abstract: The model for exergy analysis on vapor compression refrigeration was set up by according to the exergy analysis. Energy loss degree of the main units in the system was gotten. The way to reducing exergy loss and the approach to utilizing energy rationally were pointed out, proceeds exergy loss was compared aiming at that if condensator has surplus heat recycling. It was concluded that it can refuse exergy loss. The results provide the theory reference for improvement and optimization of the system,

Key words: exergy; vapor compression refrigeration; exergy loss coefficient; surplus heat recycle

能源问题已经受到全世界的普遍关注,能源的利用和发展关系着整个国民经济的发展和人类的生产和生活,节约能源更加受到人们的重视。目前,我国建筑能耗占总能耗的27.6%,其中采暖、通风、空调能耗占65%,所以有必要对我们当前所采用的空调设备进行能耗分析,以尽可能的降低其能耗。牛国庆^[1]、高洪亮^[2]等用焓分析方法对压缩式制冷系统进行了能耗分析,但牛国庆建立的焓模型是采用的热量焓和冷量焓的形式,高洪亮只是对理想制冷循环进行分析,认为压缩机的压缩过程是绝热的;荆有印、郑国忠、方月兰^[3]等对地下水源热泵系统进行了焓分析,他们定义的焓效率是基于热泵系统的某一个部件。本文利用焓焓对蒸气压缩式制冷系统建立新的模型,采用统一的焓效率定义方式,通过对制冷系统中各个部件的焓损失的比较,指出在系统中焓损最大的环节,找出焓损产生的原因,提出了相应的

改进措施。针对空调系统冷凝器向外散热会对城市热岛效应造成很大的影响这一问题^[4],对焓损失最大的设备(冷凝器)做了冷凝热回收和不回收的焓损失对比,并给出了机组在不同负荷时采用质调节的焓损和负荷间的关系。

1 焓分析法概述^[5]

焓是指在周围环境条件下任一形式的能量中理论上能够转变为有用功的那部分能量。它代表了能量中“质”与“量”的统一,不仅反映了能量中“量”的大小,还反映了能量“质”的高低。因此,它是更为合理的能量评价标准。它可以评价某一能量利用系统的能量利用程度,但它只可以比较相同条件下的热工设备或装置。更合理的评价某一设备或某一循环系统能量利用程度的是焓损失系数(焓损失和耗费焓的比值)或焓效率(收益焓

收稿日期:2007-11-26

作者简介:王建强(1975-),男,河北景县人,讲师,从事能源利用与节能教学与研究。

和耗费焓的比值)。

2 蒸气压缩式制冷机的焓分析模型

2.1 压缩机的焓分析模型

如图1模型所示,由焓平衡方程有:

压缩机焓损失为

$$E_{XL1} = G_1[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)] + W$$

式中 W —压缩机输入的轴功 kW ; G_1 —制冷剂的质量流量 kg/s ; T_0 —环境温度 K ,取 $298K$; h_2, s_2 —离开压缩机的制冷剂的焓 kJ/kg 、熵 $kJ/kg \cdot K$; h_1, s_1 —进入压缩机的制冷剂的焓 kJ/kg 、熵 $kJ/kg \cdot K$ 。

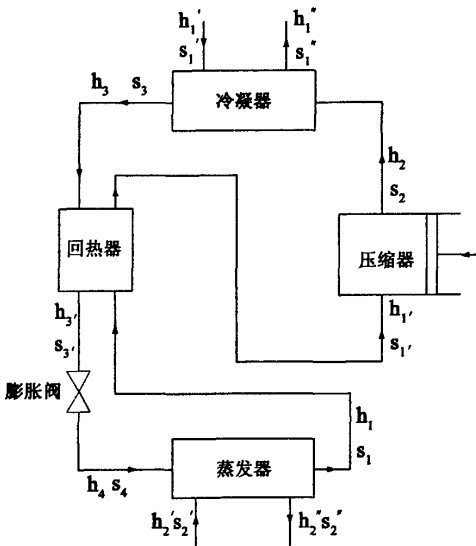


图1 制冷系统焓分析模型

Fig.1 Exergy analysis model of refrigeration

2.2 冷凝器焓分析模型

1)当冷凝热加以利用时,如图1所示由焓平衡方程知冷凝器焓损失为

$$E_{XL2} = G_1[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)] + G_2[(h_1' - h_1'') - T_0(s_1' - s_1'')]$$

式中 h_2, s_2 —进入冷凝器的制冷剂的焓 kJ/kg 、熵 $kJ/kg \cdot K$; h_3, s_3 —离开冷凝器的制冷剂的焓 kJ/kg 、熵 $kJ/kg \cdot K$; h_1', s_1' —进入冷凝器的冷却水的焓 kJ/kg 、熵 $kJ/kg \cdot K$; h_1'', s_1'' —离开冷凝器的冷却水的焓 kJ/kg 、熵 $kJ/kg \cdot K$; G_2 —冷却水的质量流量 kg/s 。

2)当冷凝热不加以利用时 $E'_{XL2} = G_1[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)]$ 。

3)节流阀的焓分析模型。如图1所示,由焓

平衡方程和绝热节流过程方程有节流阀的焓损失为 $E_{XL3} = G_1 T_0(s_4 - s_3)$ 。

式中 s_3, s_4 —进入和离开节流阀的制冷剂的焓 $kJ/kg \cdot K$ 。

2.3 蒸发器的焓分析模型

如图1所示,由焓平衡方程可知焓损失为

$$E_{XL4} = G_1[(h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1)] + G_3[(h_2' - h_2'') - T_0(s_2' - s_2'')]$$

式中 h_4, s_4 —进入蒸发器的制冷剂的焓 kJ/kg 、熵 $kJ/kg \cdot K$; h_1, s_1 —离开蒸发器的制冷剂的焓 kJ/kg 、熵 $kJ/kg \cdot K$; h_2', s_2' —进入蒸发器的冷冻水的焓 kJ/kg 、熵 $kJ/kg \cdot K$; h_2'', s_2'' —离开蒸发器的冷冻水的焓 kJ/kg 、熵 $kJ/kg \cdot K$; G_3 —冷冻水的质量流量 kg/s 。

2.4 回热器的焓分析模型

如图1所示,由焓平衡方程知焓损失为

$$E_{XL5} = G_1[(h_3 - h_3') - T_0(s_3 - s_3') + (h_1 - h_1') - T_0(s_1 - s_1')]$$

3 工程实例

烟台荏原公司的 RHSBW150F 制冷机组,设计工况下,蒸发温度为 $4^\circ C$,冷冻水进出口温度为 $7^\circ C/12^\circ C$,冷凝温度为 $40^\circ C$,冷却水进出口温度为 $30^\circ C/35^\circ C$,压缩机出口温度为 $78^\circ C$,单机制冷量为 $533kW$,压缩机输入功率为 $104kW$,制冷剂流量为 $3.2kg/s$,过热度和过冷度都为 $5^\circ C$,冷冻水的流量为 $25.56kg/s$,冷却水的流量为 $30.56kg/s$,制冷剂为 R22,由 R22 的压焓图和水状态参数表查得制冷剂各状态点的参数^{[6][7]},由以上模型计算此制冷机的焓损失及其系数(表1)。

由表1可知,对于蒸气压缩式制冷机,焓损失主要发生在冷凝器和蒸发器上。设备产生焓损失的原因是温差传热过程的不可逆性。

冷凝器的焓损失有内部焓损失和外部焓损失。内部焓损失主要由制冷剂和冷却水之间的传热温差引起的,温差越大,焓损失越大。由数学原理知,温度较高的介质对焓损失的影响比温度较低的介质产生的影响大,所以要减少焓损失,就要尽可能的降低冷凝温度;同时还要加强传热效果,如提高冷却水流量、采用传热系数高的换热器、减小油垢和水垢的热阻等。外部焓损失是制冷剂在

冷凝器中传给冷却水的热量没有加以利用,而由冷却水排放到环境中造成的烟损失,可以采用冷凝热回收、提高压缩机效率、减低冷凝压力等措施来减小这部分损失,从表 1 可见,采用冷凝热回收可使烟损失系数减少 5.7%。

蒸发器的烟损失也是传热烟损失,同冷凝器类似,可通过强化换热,减小传热温差来减少其损失,目前空调系统中广泛采用的低温冷水吊顶辐射技术就是针对这一原理的应用。

压缩机的烟损失是由实际的压缩过程不可逆造成的,可以采用减小压缩比和减小压缩机内部摩擦阻力来减少。

节流阀烟损失是由于摩擦阻力引起的,减小节流压力降,在冷凝器中采取过冷措施,可以减少节流阀的烟损失。

4 负荷变化时的烟损分析

当用户负荷变化时,为减少能耗,我们应当对

机组进行必要的调节,以 RHSBW520S 螺杆机组和 RTAS350E 离心机组为例,其负荷率和运行时各参数如表 2 所示,由烟台荏原空调设备有限公司对机组的性能测试得出机组运行参数,从而计算出烟损失及其系数(表 2),对表 2 中的烟损失系数和负荷率之间的关系用拉格朗日插值进行拟合,拟合曲线如图 2。

从图 2 中可以看出,螺杆式制冷机组的烟损失系数随着负荷率的减小而减小,说明螺杆式制冷机组适于变负荷状态下工作。离心式制冷机组随着负荷率的减小,虽然压缩机的输入功率减小,但烟损失系数却增大了,对能量的利用不利,说明离心式制冷机组更适合于满负荷下工作。另外,在 50% 负荷以上运行时,离心式机组的烟损失系数低于螺杆式机组的烟损失系数,说明相对于螺杆机组来说,离心式机组对能量的利用程度高。

表 1 制冷机各设备烟分析

Tab.1 Exergy analysis of refrigeration

设备名称	冷凝热回收时		设备名称	冷凝热不回收时	
	烟损(kW)	烟损失系数(%)		烟损(kW)	烟损失系数(%)
压缩机	11.5	11	压缩机	11.5	11
冷凝器	22.3	21.5	冷凝器	28.2	27.2
节流阀	6.3	6	节流阀	6.3	6
蒸发器	21.7	20.8	蒸发器	21.7	20.8
回热器	7.4	7.2	回热器	7.4	7.2
循环耗烟(kW)		104	循环耗烟(kW)		104
收益烟(kW)		34.8	收益烟(kW)		28.9
合计	69.2	66.5	合计	75.1	72.2

表 2 螺杆式机组和离心式机组各参数的对比

Tab.2 Parameter contrast of screw and centrifugal refrigeration

参数	负荷率					
	螺杆式机组			离心式机组		
	100%	80%	60%	100%	75%	50%
冷冻水进出口温度(℃)	12/7	11/7	10/7	11.9/7	10.8/7.1	9.4/7
冷冻水流量(kg/s)	23.6	23.6	23.6	84.5	84.5	84.5
冷却水进出口温度(℃)	30/34.6	30/34.2	30/32.8	29.8/34.1	26.4/30.3	22.7/25.1
冷却水流量(kg/s)	28.5	28.5	28.5	100.1	100.1	100.1
压缩机输入功率(kW)	102	81.92	61.44	324.5	220	140.1
烟损失(kW)	56.5	43	29.1	57.7	84.35	83.85
烟损失系数(%)	55.4	52.5	47.4	17.7	38.3	39.8

4 结束语

本文为品牌诊断建立了一种定性诊断与定量诊断相结合的诊断体系。通过 AHM 法求出品牌诊断各指标的重要性权重,再利用未确知模型进行综合诊断。这种基于 AHM 的未确知品牌诊断方法比一般的定性诊断方法更科学,更客观,为当前的品牌诊断提供了一种新的参考方法,对企业品牌管理具有一定的指导意义。

参考文献:

[1] 曾朝晖.品牌诊断实案解密[M].北京:机械工业出版

社,2005.

- [2] 杜军,鄢波.企业品牌诊断的三角模型与案例分析[J].管理科学,2006,(2):62-65.
- [3] 周涛,陈历清.基于品牌资产的企业品牌诊断模型[J].现代企业管理,2007,(2):27-30.
- [4] 刘开第,曹庆奎.基于未确知集合的故障诊断方法[J].自动化学报,2004,(5):747-756.
- [5] 陈云岗.品牌培训[M].北京:中国人民大学出版社,2004.
- [6] 里克·莱兹伯斯(Rik Riezebos),巴斯·齐斯特(Bas Kist),格特·库茨特拉(Gert Kootstra).品牌管理[M].李家强译.北京:机械工业出版社,2004.

(责任编辑 闫纯有)

(上接第 73 页)

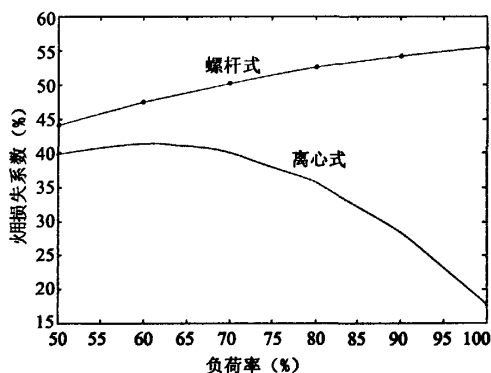


图2 焓损失系数和负荷率的关系

Fig.2 Relation of Exergy loss coefficient and load rate

5 结论

1) 冷凝器和蒸发器是制冷系统中焓损失最大的设备。

2) 温差传热过程的不可逆性是制冷系统中焓损失产生的原因,可以通过强化换热,减小传热温差来减小系统的焓损失。

3) 采用冷凝热回收装置使焓损失系数减少 5.7%,为目前使用的冷凝热回收设备提供了理论依据。

4) 通过分析可知,不同类型的制冷机组,焓损失系数有随负荷的变化而不同的趋势。

参考文献:

- [1] 牛国庆,王海波.制冷系统的焓分析计算[J].焦作工学院学报,2002,21(4):244-247.
- [2] 高洪亮.制冷装置的焓效率分析[J].冷藏技术,1999,(3):13-15.
- [3] 荆有印,郑国忠,方月兰,等.地下水热泵系统的焓分析[J].煤气与热力,2006,26(5):53-57.
- [4] 张伟捷,靳松,孙建平,等.建筑能量系统对都市热岛形成的影响[J].河北建筑科技学院学报,2002,19(4):15-17.
- [5] 傅秦生.能量系统的热力学分析方法[M].西安:西安交通大学出版社,2006.
- [6] 廉乐明,李力能,吴家正,等.工程热力学[M].第四版.北京:中国建筑工业出版社,1999.
- [7] 彦启森,石文星,田长青,等.空气调节用制冷技术[M].第三版.北京:中国建筑工业出版社,2004.

(责任编辑 闫纯有)

蒸汽压缩式制冷系统的能耗分析

作者: [王建强](#), [王文红](#), [任晓芬](#), [贾玉青](#), [WANG Jianq-iang](#), [WANG Wen-hong](#), [REN Xiao-fen](#), [Jia Yu-qing](#)
作者单位: [河北工程大学, 城建学院, 河北, 邯郸, 056038](#)
刊名: [河北工程大学学报\(自然科学版\)](#) 
英文刊名: [JOURNAL OF HEBEI UNIVERSITY OF ENGINEERING \(NATURAL SCIENCE EDITION\)](#)
年, 卷(期): [2008, 25 \(1\)](#)

参考文献(7条)

1. [牛国庆; 王海波](#) 制冷系统的焓分析计算[期刊论文]-[焦作工学院学报](#) 2002(04)
2. [高洪亮](#) 制冷装置的<火用>效率分析 1999(03)
3. [荆有印; 郑国忠; 方月兰](#) 地下水源热泵系统的<火用>分析[期刊论文]-[煤气与热力](#) 2006(05)
4. [张伟捷; 靳松; 孙建平](#) 建筑能量系统对都市热岛形成的影响[期刊论文]-[河北建筑科技学院学报](#) 2002(04)
5. [傅秦生](#) 能量系统的热力学分析方法 2006
6. [廉乐明; 李力能; 吴家正](#) [工程热力学](#) 1999
7. [彦启森; 石文星; 田长青](#) [空气调节用制冷技术](#) 2004

本文读者也读过(10条)

1. [徐明仿; 马贞俊; 周晋; 杜维明](#) 间冷式冰箱制冷系统的(火用)分析[期刊论文]-[流体机械](#)2003, 31(z1)
2. [张亚平; ZHANG Ya-ping](#) 氨压缩制冷循环的(火用)分析[期刊论文]-[真空与低温](#)2008, 14(3)
3. [殷秀妮; 傅秦生; 厉彦忠](#) 氨制冷系统方案的热力学分析[期刊论文]-[华北电力大学学报](#)2003, 30(5)
4. [王伟; 金苏敏; 肖飏; Wang Wei; Jin Sumin; XIAO Biao](#) 复叠式低温制冷箱的(火用)分析[期刊论文]-[制冷与空调](#)2005, 5(4)
5. [牛国庆; 王海波](#) 制冷系统的[火用]分析计算[期刊论文]-[焦作工学院学报\(自然科学版\)](#)2002, 21(4)
6. [傅秦生; 肖跃雷; 冯霄](#) 蒸汽压缩制冷循环中的不可避免(火用)损失[期刊论文]-[西安交通大学学报](#)2003, 37(5)
7. [黄森; 刘训海; 陆向阳; 傅伟林; 张华](#) R22/R23自动复叠低温冷柜的(火用)分析[期刊论文]-[低温与超导](#)2004, 32(3)
8. [杨志恭](#) 探讨75t/hCFB锅炉引风机的节能改造技术[期刊论文]-[广东科技](#)2009(8)
9. [杨俊兰; 马一太; 李敏霞; 管海清](#) CO₂跨临界制冷循环系统性能评价及(火用)分析[期刊论文]-[流体机械](#)2004, 32(3)
10. [陈立云; 金苏敏; Chen Liyun; Jin Sumin](#) 废热驱动热管溴化锂制冷机的比较[期刊论文]-[制冷与空调](#)2008, 8(4)

本文链接: http://d.wanfangdata.com.cn/Periodical_hbjzkjxyxb200801019.aspx