

喷射制冷与主动式冷梁技术的联合应用研究

李岩学¹ 阮应君¹ 刘青荣²

(1. 同济大学 机械与能源工程学院, 上海 200092; 2. 上海电力学院 能源与机械工程学院, 上海 201300)

摘要: 初步探讨喷射制冷与冷梁技术的联合应用的效果, 利用主动式冷梁技术的高温水侧供冷特性, 来提高喷射循环过程的蒸发温度, 实现喷射制冷系统整体能效的提高。以 R141b 作为制冷工质, 建立喷射制冷循环模型, 利用 C++ 语言编程计算得到喷射制冷不同工况下的引射系数。研究发现: 当环境温度为 32 °C, 冷梁水侧供冷量和风侧供冷量之比 m 由 0 提高到 2.5, 喷射制冷联合冷梁系统能效可从 0.24 提高到 0.40。同时, 当 $m = 2.5$ 时, 随环境温度变化 (28 ~ 37 °C), 能效提高比例在 53% ~ 145% 之间, 联合供冷方式可以显著改善冷凝温度较高时喷射制冷系统的运行效果。

关键词: 喷射制冷; 冷梁; 引射系数; 等效 COP

中图分类号: TB657.5 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.mdjgc.2016.04.022

符号说明

ω —引射系数 $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$
 m_s —被引射流体质量流速 $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
 m_p —引射流体质量流速 $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
 Q_{e1} —高温侧蒸发器供冷量 kJ
 Q'_{e1} —低温侧蒸发器供冷量 kJ
 Q_g —发生器换热量 kJ
 W —水泵功率 kW
 h_1, h'_1 —高温、低温侧蒸发器入口制冷剂比焓 $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 h_2, h'_2 —高温、低温侧蒸发器出口制冷剂比焓 $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 h_3 —冷凝器出口制冷剂比焓 $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 h_4 —发生器入口制冷剂比焓 $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 h_5 —发生器出口制冷剂比焓 $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
COP—喷射制冷性能系数
 m —冷梁水侧供冷量与风侧供冷量之比
 α —联合系统能效提高比例, %
 η_p —喷射器主喷嘴效率
 η_s —喷射器副喷嘴效率
 η_d —喷射器混合段效率

引言

能源短缺与环境污染成为日益严重的问题, 节

能减排成为人们日益关注的焦点问题。喷射式制冷技术可以通过水及环境友好型制冷介质作为工质, 通过多种形式的低位热源(太阳能、地热能、工业余热、废气及生物质能等)驱动实现制冷。喷射制冷技术因具有结构简单、寿命长、初投资及低维护费用小等特点, 受到国内外众多学者的研究与关注。张博等建立喷射制冷计算模型^[1], 建立在蒸发温度 5 ~ 10 °C, 冷凝温度在 30 ~ 36 °C 之间, 发生温度在 82 ~ 94 °C 之间变化, 分别对以 R236fa、R141b 和 R123 作为制冷剂进行实验研究。结果表明典型空调工况下, R236fa 作为制冷剂的喷射系统 COP 可达到 0.413, 太阳能喷射制冷性能系数可达到 0.243^[1]; 台湾大学 Huang 等以 R141b 作为制冷工质^[2], 对喷射器的模型及喷射制冷循环过程进行了较深入的理论分析及实验研究, 通过实验测试 11 个不同结构的喷射器在不同工况下的运行效果, 同时验证所用的喷射器一维计算模型可以较好的预测喷射制冷循环性能。

目前, 因为喷射制冷能效较低而没有得到较好的推广与应用, 因此喷射制冷技术大多限于实验研究。国内外学者为解决上述问题的主要研究集中在压缩-喷射、吸收-喷射等复合制冷循环^[3-4], 但复合制冷形式结构相对复杂, 往往还需要消耗大量电能, 投资成本相对较高。冷梁系统作为辐射供冷末端的一种形式, 系统所需供回水温度较高, 具有节能、舒适等优势, 目前得到广泛的推广与应用。本研究主要探讨喷射制冷结合空调末端具有高温辐射供冷特点的主动式冷梁技术, 通过提高喷射制冷蒸发温度, 实现喷射制冷系统的整体性能的提高。

收稿日期: 2015-05-08; 修订日期: 2015-06-10

作者简介: 李岩学(1990-), 男, 山东滨州人, 同济大学硕士研究生。

通讯作者: 阮应君(1974-), 男, 同济大学副教授, 硕士生导师。

1 喷射制冷结合冷梁系统

1.1 冷梁系统

主动式冷梁是一种具有辐射能力的诱导式气水换热末端装置。主动式冷梁系统主要由外壳、喷嘴、空气连接管和换热盘管等组成,如图1所示:经处理的新风被送入冷梁后,经喷嘴高速喷射,高速气流在混合腔内产生负压,从而诱导室内低速的室内空气经过盘管进行冷却并与一次风混合后通过两个封闭的导流槽形成贴附射流,沿着吊顶向室内贴附送风,主动式冷梁空调系统冷媒温度较传统空调系统高,可以较好地改善冷水机组的制冷能效。对于主动式冷梁系统,目前对于主动式冷梁系统冷水侧的推荐供冷温度 16℃/19℃ 将水侧供冷量与风侧供冷量之比定义为 m ^[5],该值可以反映主动式冷梁系统的供冷性能与节能效果, m 值越大代表冷梁设备本身承担负荷的比例越大,冷梁系统能效越高。在相同的建筑类型、室内设计条件下, m 值主要取决于建筑不同地理位置下的室外气象参数^[6]。

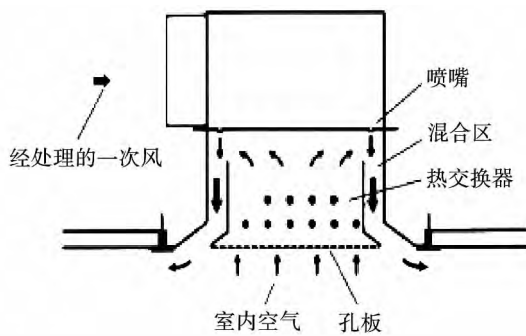


图1 主动式冷梁末端原理图

Fig.1 Principle diagram of the active chilled beam end

1.2 喷射制冷系统

喷射制冷系统主要由喷射器、发生器、冷凝器、膨胀阀、蒸发器和循环泵等组成。喷射制冷循环工质在发生器内吸热汽化后形成高压气体进入喷射器,经过缩放迅速膨胀达到超音速喷出,在喷嘴出口处形成低压区,蒸发器内的低压闪蒸气体被抽吸到喷射器内,两股气流充分混合后在扩压室内降速扩压,在冷凝器内与环境大气换热冷凝。冷凝液分为两股,一股通过节流阀降压进入蒸发器吸热蒸发实现制冷效,另一股经水泵升压进入发生器实现喷射

制冷循环,喷射器作为喷射制冷的关键部位,主要由喷嘴、引射室、混合室和扩压室组成。图2、图3分别代表喷射制冷系统流程图及压焓($P-h$)图,当喷射制冷系统得驱动压力 P_g 不变,制冷循环过程蒸发压力 P_e 变低或者冷凝压力 P_c 升高时(即对应蒸发温度降低,冷凝温度升高),喷射制冷系统能效会降低^[2]。

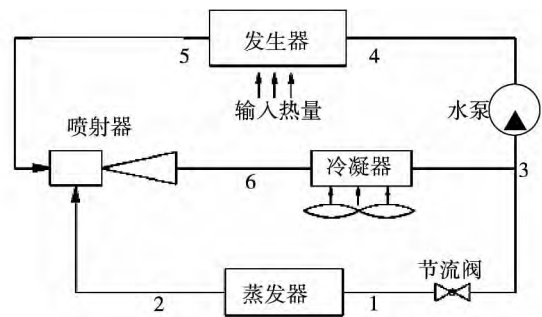


图2 喷射制冷流程图

Fig.2 Typical ejector refrigeration system

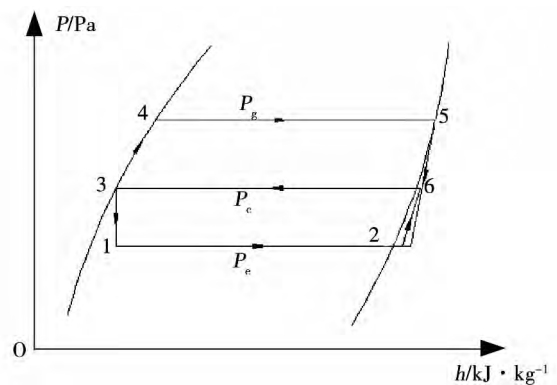


图3 喷射制冷循环 $P-h$ 图

Fig.3 $P-h$ chart of the ejector refrigeration cycle

2 联合制冷系统评价模型

2.1 联合系统

根据目前对于主动式冷梁系统冷水侧的推荐供冷温度 16℃/19℃^[5],风侧供冷水与传统供冷温度相同,因此喷射制冷系统联合主动式冷梁,可以通过提高高温冷水换热侧的喷射制冷蒸发压力 P_{e1} ,较好地改善喷射制冷系统的整体能效。喷射式制冷复合冷梁系统如图4所示,喷射制冷系统设置2个喷射器,高温蒸发器主要与冷梁水侧供冷系统换热,低温蒸发器与风侧供冷系统换热,主要通过提高水侧

供冷系统的蒸发温度达到提高喷射制冷系统能效的目的, 喷射制冷联合冷梁供冷技术循环的压焓图如图 5 所示。

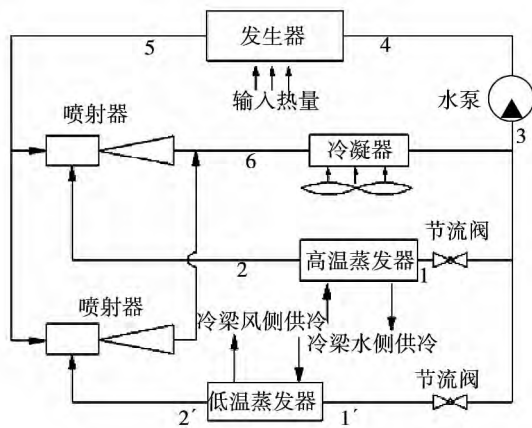


图 4 喷射制冷复合冷梁系统图

Fig. 4 System of the combined ejector refrigeration cycle and chilled beam

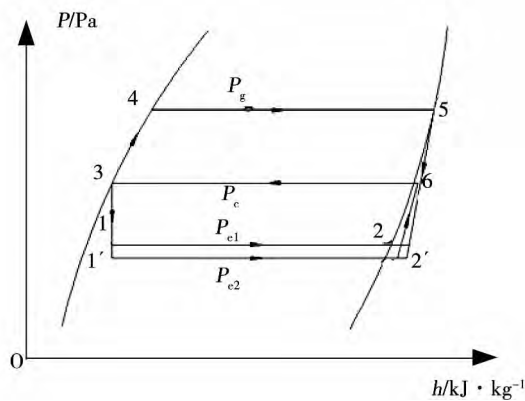


图 5 联合制冷系统循环 P-h 图

Fig. 5 P-h chart of the combined refrigeration cycle

2.2 联合系统性能评价分析

为简化模型进行计算作出如下假设: (1) 喷射器内为一维稳态绝热的流动过程; (2) 引射流体与被引射流体都假定为常物性理想气体; (3) 引射流体与被引射流体在喷射器内部均匀混合, 流体速度沿径向均匀分布; (4) 喷嘴入口、引射流体吸入口速度忽略不计; (5) 流体流动混合过程不可逆损失通过各自效率表示。

图 5 中各点分别与图 4 复合制冷系统各点对应, P_{e1} 、 P_{e2} 分别对应高温侧蒸发器与低温侧蒸发器的蒸发压力, P_c 、 P_g 分别代表循环过程中的冷凝

压力及发生压力。忽略喷射制冷循环过程的节流损失, 假定在制冷循环中工作蒸汽和引射蒸汽均为饱和蒸汽, 忽略水泵输入功率, 制冷系统 COP 为制取冷量与输入热量之比, 可以通过引射系数及对应点的焓值来计算。

喷射制冷性能主要通过引射系数来衡量定义为:

$$\omega = \frac{m_s}{m_p} \quad (1)$$

参照图 5, 计算制冷循环系统性能。

高温蒸发器换热量:

$$Q_{e1} = m_{e1}(h_2 - h_1) \quad (2)$$

低温蒸发器换热量:

$$Q'_{e1} = m'_{e1}(h'_2 - h'_1) \quad (3)$$

发生器换热量:

$$Q_g = m_g(h_5 - h_4) = (m_{g1} + m'_{g1})(h_5 - h_4) = Q_{g1} + Q''_{g1} \quad (4)$$

循环水泵的功耗:

$$W = m_g(h_4 - h_3) \quad (5)$$

喷射制冷系统的性能(水泵功耗比例较小可忽略):

$$COP_1 = \frac{Q_{e1}}{Q_{g1}} = \frac{m_{e1}(h_2 - h_1)}{m_{g1}(h_5 - h_4)} = \omega_1 \frac{h_2 - h_1}{h_5 - h_4} \quad (6)$$

$$COP'_{e1} = \frac{Q'_{e1}}{Q'_{g1}} = \frac{m'_{e1}(h'_2 - h'_1)}{m'_{g1}(h_5 - h_4)} = \omega'_{e1} \frac{h'_2 - h'_1}{h_5 - h_4} \quad (7)$$

喷射制冷系统结合主动式冷梁, 通过高温侧喷射制冷的蒸发温度可以较好地改善喷射制冷系统的整体能效, 联合系统等效 COP 计算如下式:

$$COP_{sys} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{Q_{e1} + Q'_{e1}}{Q_{g1} + Q'_{g1}} = \frac{mQ'_{e1} + Q'_{e1}}{mQ'_{e1}/COP_1 + Q'_{e1}/COP'_{e1}} = \frac{m + 1}{m/COP_1 + 1/COP'_{e1}} \quad (8)$$

3 联合系统计算分析

本研究选取 R141b 作为制冷工质, 制冷剂特性可以通过 REFPROP 软件查询得到。喷射器作为系统的关键部件, 喷射器中主喷嘴、副喷嘴、扩压混合段的等熵效率分别为 $\eta_p = 0.95$ 、 $\eta_s = 0.85$ 、 $\eta_d = 0.85$ 。根据文献 [2] 中对建立的一维喷射器模型, 将质量、动量、能量守恒方程应用于喷射器工作

过程,通过 C++ 语言编程求解相关方程而得到不同工况点下的喷射器引射性能。

表 1 制冷工质基本特性

Tab.1 Properties of refrigerants

制冷剂	沸点/℃	摩尔分子质量 /kg · kmol ⁻¹	临界温度/℃	ODP/GDP
R141b	32.1	116.95	208	0.11/440

从图 6 可知,在一定的冷凝温度 $T_c = 30\text{ }^\circ\text{C}$ 下,引射系数随着发生温度 T_g 的升高而增大;发生温度不变,在一定冷凝温度下,随着蒸发温度 T_e 的升高,引射系数得到明显提高。因此一定发生温度下,提高蒸发温度可以显著的喷射器的性能。

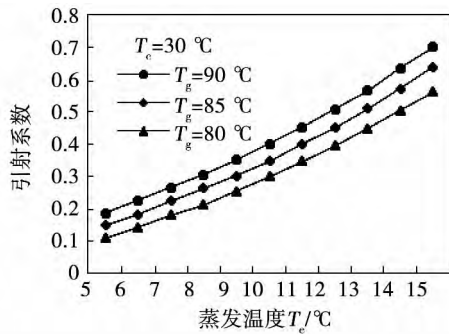


图 6 不同发生温度下引射系数随蒸发温度的变化

Fig. 6 Variation of entrainment ratio with evaporator temperature under different generator temperatures

从图 7 可知,发生温度 $T_g = 90\text{ }^\circ\text{C}$ 不变,一定的冷凝温度 T_c 下,引射系数随蒸发温度 T_e 升高而增大;发生温度不变,在一定蒸发温度下,随着冷凝温度的升高,引射系数明显下降。可以发现在冷凝温度比较高的情况下,提高蒸发温度可以有效改善喷射器性能。

通过 REFPROP 制冷剂特性查询软件,得到图 5 中制冷剂 R141b 各个状态点的所有物性,利用前面建立的喷射制冷模型及计算所得不同工况下喷射制冷引射系数,计算得到不同运行工况点下的喷射制冷系统 COP。

结合图 8、图 9 中观察可以发现,在一定的发生温度下,冷凝温度不变,提高蒸发温度,喷射制冷系统 COP 得到了明显提高;在一定发生温度下,蒸发温度不变,随着冷凝温度的提高,喷射制冷系统能效

急剧下降。根据冷梁系统供冷特性,喷射制冷系统通过高温蒸发器提供水侧供冷所需冷量,低温蒸发器提供风侧供冷的冷负荷需求。

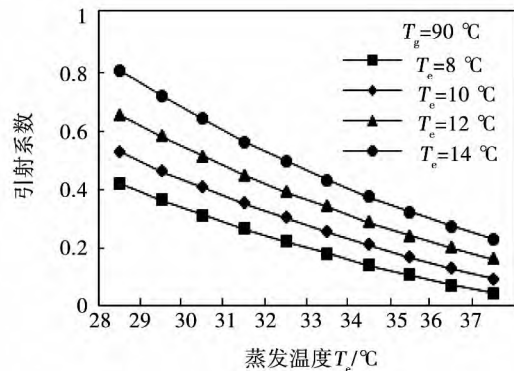


图 7 不同蒸发温度下引射系数随冷凝温度的变化

Fig. 7 Variation of entrainment ratio with condenser temperature under different evaporator temperatures

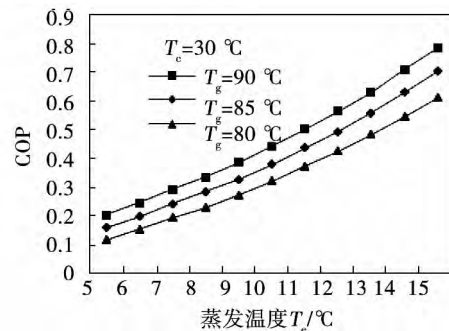


图 8 不同发生温度下 COP 随蒸发温度的变化

Fig. 8 Variation of COP with evaporator temperature under different generator temperatures

冷梁系统的能效高低取决于水侧供冷量和风侧供冷量之比 m ,刘魁星等通过对我国 20 个典型城市气象 m 值在 1.02 ~ 2.32 之间^[5],在我国北方地区冷梁系统体现出明显的节能优势。针对喷射制冷联合主动式冷梁系统,分别设定高温侧及低温侧的制冷剂蒸发温度为 14、8 °C,设定发生温度 90 °C,分别计算不同 m 值下制冷系统的等效 COP_{sys} ,计算结果如图 10 所示。

在不同环境温度下,联合系统能效提高比例计算如下:

$$\alpha = \frac{COP_{sys} - COP_{sys\ m=0}}{COP_{sys\ m=0}} \times 100\% \quad (9)$$

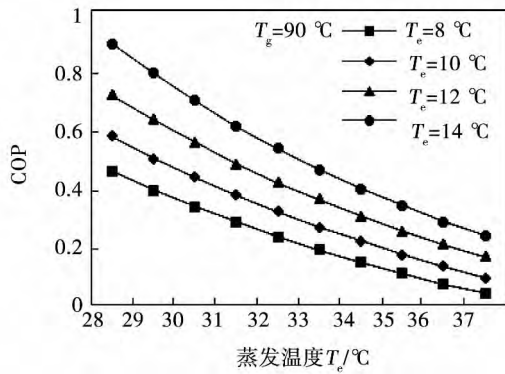


图 9 不同蒸发温度下 COP 随冷凝温度的变化
Fig. 9 Variation of COP with condenser temperature under different evaporator temperatures

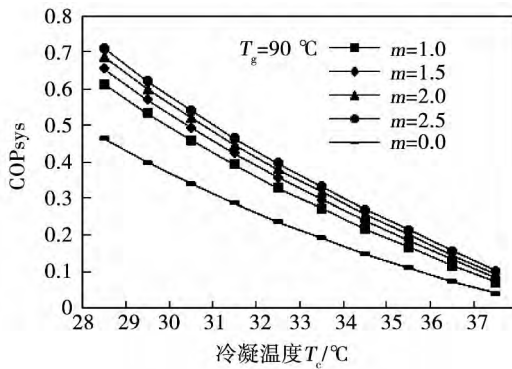


图 10 不同 m 值下系统 COP_sys 随冷凝温度的变化
Fig. 10 Variations of COP_sys with condenser temperature under different m values

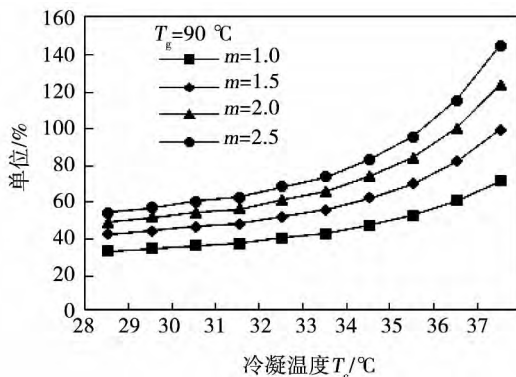


图 11 不同 m 值下 α 随冷凝温度的变化
Fig. 11 Variations of α with condenser temperature under different m values

从图 10 观察可以发现喷射制冷联合冷梁供冷

方式的系统整体能效随着冷凝温度的升高而降低, 当 $m = 0$ 表示冷梁水侧供冷量为零, 即为喷射制冷在传统供冷温度下运行; 随着 m 值的增加, 即高温侧换热器供冷量所占全部冷负荷需求比例的增加, 联合系统的能效得到显著提高, 同时, 随着环境温度升高, 联合系统仍能保证相对较高的系统等效 COP_sys; 结合图 11 观察可以发现当 m 值不变, 环境温度越高, 联合系统能效比例提高越大, 例如当 $m = 2.5$ 时, 随环境温度变化, 能效提高比例在 53% ~ 145% 之间表明高温环境下联合系统可以较好的改善喷射制冷系统的综合能源利用效率。

理论上喷射制冷可以通过低品位余热(太阳能、工业余热)驱动制冷替代传统电制冷冷水机组减少空调系统耗电量。例如, 环境温度 32 °C 条件下(电制冷机组 COP = 4.5), 当冷梁水侧供冷量与风侧供冷量之比 m 为 2.0 时, 单位空调冷负荷可通过 2.63 Kwh 低品位余热驱动, 替代 0.22 Kwh 电能, 同时与传统喷射制冷系统相比, 联合系统能效 COP_sys 提高 60.2%。与冷梁技术的结合, 既发挥了喷射制冷系统的优势, 有弥补了其适用性方面的不足, 是作为提高传统喷射制冷系统适用性的一种解决方案。

4 结 论

本研究初步探讨了余热驱动喷射制冷与冷梁技术的联合应用, 利用主动式冷梁技术高的温水侧供冷特性, 来提高喷射循环过程的蒸发温度, 实现喷射制冷系统整体能效的提高, 该联合系统与传统的冷梁供冷技术相比, 冷水机组结构简单, 简化了空调系统结构。通过以 R141b 作为制冷工质, 建立喷射制冷循环模型, 利用 C++ 语言编程计算得到不同工况下喷射制冷特性, 分析得到联合系统的性能:

- (1) 在一定发生温度、冷凝温度下, 蒸发温度越高, 喷射制冷系统的引射系数越高; 在一定发生温度、蒸发温度下, 冷凝温度提高, 喷射制冷系统的引射系数降低;
- (2) 在发生温度、冷凝温度一定的条件下, 联合系统与传统喷射制冷供冷方式比较系统能效得到明显提高, 同时 m 值越高即水侧供冷量和风侧供冷量之比越大, 联合系统能效提高越明显;
- (3) 随着环境温度的升高, 联合供冷系统与传

统喷射制冷方式相比能效提高比例越大,表明环境温度较高时,与传统喷射制冷方式比较,联合系统能效水平得到显著提升。因此,该联合供冷方式可以较好地改善冷凝温度较高时喷射制冷系统的运行效果。

参考文献:

[1] 张 博,左计学.以 R236fa 为制冷剂的太阳能喷射制冷系统研究[J].太阳能学报,2012;33:2216-2220.
ZHANG Bo,ZUO Ji-xue. Study of solar ejector cooling system using R236fa as refrigerant[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica,2012,33:2216-2220.

[2] Huang BJ,Chang JM,Wang CP. A 1-DAnalysis of ejector performance[J]. International Journal Refrigeration,1999,22:354-364.

[3] 王 倩.新型太阳能喷射与电压缩式联合制冷系统的研究[J].太阳能学报,2007;28:12-17.

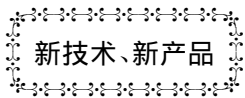
WANG Qian. A new combined ejector-compressor refrigeration system driven by solar energy and electricity [J]. Acta Energiæ Solaris Sinica,2007,28:12-17.

[4] Hong D,Chen G,Tang L,He Y. ANovel ejector-absorption combined refrigeration cycle. International Journal of Refrigeration,2011,34:1596-603.

[5] 刘魁星.主动式冷梁空调系统适用性研究[J].建筑科学,2013;29:73-78.
LIU Kui-xing. Study on applicability of active chilled Beam air-conditioning system [J]. Building Science,2013,29:73-78.

[6] 宋应乾,龙惟定,吴玉涛.冷梁技术在办公建筑中的应用与设计[J].暖通空调,2010;40:52-56.
SONG Ying-qian, LONG Wei-ding, WU Yu-tao. Application and design of chilled beams in office buildings [J]. HV&AC,2010,40:52-56.

(刘 瑶 编辑)



在燃蒸联合循环装置组成中单轴 255 MW 功率的 燃气轮机装置的热力性能试验

据《Электрические станции》2013 年 5 月刊报道,“全俄热工研究所”无限股份公司的专家进行了单轴燃蒸联合循环装置的热力性能试验,制定了试验结果整理的方法。确定了涡轮机在 $N_{\text{ITY}} \geq 0.4 N_{\text{HOM}}$ 负荷范围内的工作特性。燃气轮机装置高的排气温度(650 °C)是借助于调节进口导叶保证的。

对于美国 GE 公司的 MS900IFA 燃气轮机装置,其特征是具有高的技术水准和指标。在燃蒸联合装置组成中,它的功率和效率从在 -20 °C 外部空气温度下的 285 ~ 290 MW 和 38.5% 变化到在 30 °C 外部空气温度下的 230 MW 和 37%。

在燃蒸联合装置组成中,燃气轮机在 $N_{\text{ITY}} \geq 0.4 N_{\text{HOM}}$ 负荷下运行。在这些负荷下,用于蒸汽产生和再热的涡轮后燃气的温度保持在 650 °C。

在载荷的整个工作范围内,都具有良好的排放指标,排气中 NO_x 浓度不超过 50 mg/m³。

在关闭压气机进口导叶时,深度调节空气流量有助于在燃气轮机卸载时保持高的燃气温度:在空气流量减少 35% 的同时,压气机的效率约减少 8% (为额定效率的 92%)。

(吉桂明 摘译)

frequency range of 10 ~ 50 Hz. The flow pulsation frequencies of the working fluid are mainly within the range of 10 ~ 50 Hz and 200 ~ 250 Hz. The magnitude and direction of gas force on the piston end suddenly change during the compression and expansion processes of the working fluid leading to the vibration of the piston assemblies. Reciprocating inertia force and inertia moment of single cylinder piston components both vary sinusoidally, and the phase angle difference between adjacent cylinders is 90 degree, so the reciprocating inertia force of the piston assembly of the entire cylinder system can be offset. But the inertia moment has to be balanced by the arrangement of the mass of the balancing block and its distance to the rotation axis. **Key words:** Stirling engine, cylinder system, the source characteristics, numerical simulation

喷射制冷与主动式冷梁技术的联合应用研究 = **Research on the Combined Application of Jet Refrigeration and Active Cooling Beam Technology** [刊 汉] LI Yan-xue, RUAN Ying-jun (Tongji University, Shanghai, China, Post Code: 200092), LIU Qing-rong (Shanghai University of Electric Power, Shanghai, China, Post Code: 201300) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(4). - 133 - 138

A preliminary analysis for the combined application of jet refrigeration and chilled beam technology was carried out. The high temperature cooling water of active chilled beam technology was utilized to improve the evaporator temperature in jet refrigeration cycle process, and to realize the improvement of the overall energy efficiency of the refrigeration system. With R141b as refrigerant, the ejector refrigeration cycle model was established to obtain the ejector refrigeration characteristics under different conditions through C++ programming calculation. The results show that the comprehensive energy utilization rate of the jet refrigeration combined with chilled beam system can be improved from 0.24 to 0.40 as the ratio (m) of the water side cooling capacity to air side cooling capacity of the chilled beam increases from 0 to 2.5 under the condenser temperature of 32 °C. With the ratio m equal to 2.5, the increased energy utilization efficiency can be 53% ~ 145% under the environment temperature range of 28 °C to 37 °C. Meanwhile, the combined cooling can significantly improve the performance of jet refrigeration system under high condenser temperature. **Key words:** jet refrigeration, chilled beam, ejector ratio, equivalent COP