

R134a 在水平内微翅管管内凝结换热的实验研究

欧阳新萍, 陈其伟

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘 要: 对制冷剂 R134a 在水平强化换热管管内的凝结换热性能进行了实验研究。实验管为两种内微翅管, 分别命名为 A 管和 B 管。实验件采用套管结构, 强化内管外表面和外管内表面之间(管间)走乙二醇水溶液。实验过程中管内冷凝温度为 51℃, 管间乙二醇水溶液的流速为 3.35 m/s, 乙二醇水溶液的进口温度根据制冷剂的质量流速做相应调整, 以保证试件出口制冷剂有一定的过冷度。实验结果表明: 两种水平强化管的管内冷凝换热系数均随着制冷剂质量流速的增加而增大, 在制冷剂质量流速从 300 kg/(m²·s) 增加到 700 kg/(m²·s) 时, A 管的管内冷凝换热系数比 B 管高 1.87% 到 6.28%, 而 B 管的制冷剂流动阻力比 A 管高 9.56% 到 11.05%, A 管的结构优于 B 管。

关 键 词: 强化换热; 内微翅管; 管内凝结换热; 制冷剂

中图分类号: TK124

文献标识码: A

引 言

由于制冷剂在管内的相变传热相当复杂, 在实际计算中多采用经验公式, 国内外不少学者对内微翅传热管管内冷凝性能的研究进行了大量的工作, 管内微翅的翅型参数(例如翅高, 螺旋角, 翅顶角等)的变化对其传热性能和流动性能的影响在文献 [1~6] 中均有详细的报道。R134a 作为一种比较成熟的 HFC 制冷剂, 已经有比较完善的热力学和物理、化学性质的数据^[7]。但是, 对 R134a 在各种强化管内的传热性能的研究依然不够完善, 而且由于各种管型的凝结换热关联式的不通用, 也需要对采用 R134a 作为制冷工质的不同管型进行换热和流动性能实验研究。本研究针对两种高效强化传热管——内微翅管进行冷凝实验, 并对实验结果进行了分析和讨论, 对其在制冷空调领域的应用和新翅型强化管的开发具有指导意义。

1 试件结构及实验系统

1.1 试件结构及测试条件

实验管为两种 $\phi 9.52 \times 0.35$ 的管内冷凝强化换热管, 分别命名为 A 管和 B 管。实验件采用套管结构, 强化管外表面和外管内表面之间(管间)走乙二醇水溶液。每根实验管件的管子有效长度为 2.42 m。图 1 为两种实验管件的实物图, 其中图 (a) 为 A 管内螺纹结构, 图 (b) 为 B 管内螺纹结构, 图 (c) 为 A 管和 B 管截面翅型对比图。从图中可以看出, B 管翅片的螺旋角略小于 A 管, A 管每间隔 4 个翅槽就有一个翅槽为三维二次开槽(二次槽)结构, 该结构有别于文献 [3] 中的交叉翅。两种实验件的截面翅型近乎相同。

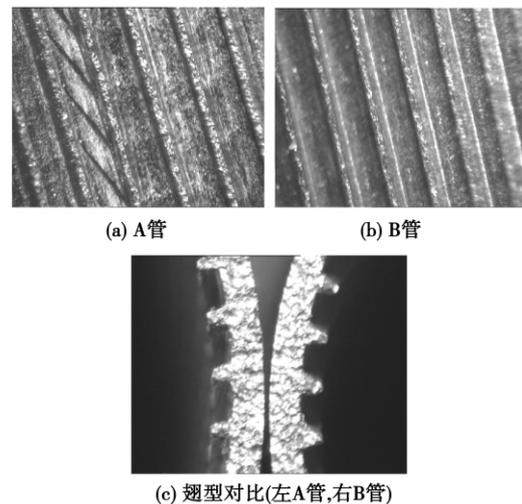


图 1 实验管件实物图

Fig. 1 Chart of a real test tube union

实验管件的翅型截面如图 2 所示, 其详细结构

收稿日期: 2011-07-21; 修订日期: 2011-11-16

基金项目: 上海市重点学科建设项目基金资助项目(S30503)

作者简介: 欧阳新萍(1964-), 男, 江西萍乡人, 上海理工大学副教授。

尺寸如表 1 所示。

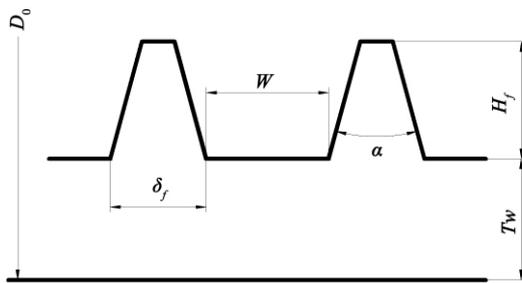


图 2 翅型截面图

Fig. 2 Sectional view of fin profile

表 1 实验管件结构尺寸

Tab. 1 Structural dimensions of the test tube union

| | A 管 | B 管 |
|--------------------|------|------|
| 外径 D_0 /mm | 9.52 | 9.52 |
| 翅条数 n | 55 | 58 |
| 螺旋角 β / (°) | 16.5 | 14 |
| 翅顶角 α / (°) | 25 | 25 |
| 翅高 H_f /mm | 0.20 | 0.20 |
| 翅根厚 δ_f /mm | 0.19 | 0.17 |
| 翅槽宽 W /mm | 0.32 | 0.31 |
| 底壁厚 T_w /mm | 0.30 | 0.30 |

实验工况条件如表 2 所示,实验过程中管内冷凝温度为 51℃,管间乙二醇水溶液流速为 3.35m/s,乙二醇水溶液的进口温度根据制冷剂的质量流速做相应调整,以保证试件出口制冷剂有一定的过冷度。

表 2 实验工况

Tab. 2 Test conditions

| | 数值 |
|--|-----------|
| 冷凝压力 /MPa | 1.3 |
| 冷凝温度 /℃ | 51 |
| 进口过热度 /℃ | 1 ± 0.5 |
| 出口过冷度 /℃ | 1 ± 0.5 |
| 质量流速 / $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ | 300 ~ 700 |
| 制冷剂 | R134a |

1.2 实验装置

本次实验是在上海理工大学强化换热管实验台下完成的^[7]。

如图 3 所示,本实验系统有 3 个回路:制冷工质循环回路、热水循环回路和乙二醇水溶液循环回路。

实验不采用压缩机,而是利用屏蔽泵为制冷工质提供循环动力,消除了润滑油对实验结果的影响。制冷工质循环回路由冷凝实验段、沸腾实验段、冷凝器、过冷冷凝器、质量流量计以及屏蔽泵等组成。从乙二醇水溶液水箱出来的乙二醇水溶液在乙二醇泵的驱动下先后经过电磁流量计、过冷冷凝器、冷凝器,在冷凝实验段进口处经电加热器进行进口温度的调控。由冷凝实验段出口的乙二醇水溶液流回乙二醇水溶液水箱,其冷量由制冷机组提供。沸腾实验段的热热水循环回路:水在热水泵的驱动下经过电磁流量计、电加热器、沸腾实验段进行循环。管道中配置膨胀水箱调节循环水量。本实验是冷凝实验,因此,沸腾实验段负责将制冷剂液体汽化,提供冷凝实验段合适的压力和过热度的制冷剂气体。

乙二醇水溶液系统和热水循环系统在实验段的进口和出口温度均通过 Pt100 热电阻(A 级)进行测量,测量管内制冷剂压力的传感器和测量管内制冷剂流动阻力的差压变送器精度均为 0.25%,测量制冷剂流量的质量流量计和测量乙二醇水溶液流量的电磁流量计精度均为 0.4%。所有进行测量的实验数据均通过数据采集仪安捷伦 34970A 进行采集,并传输到计算机内进行处理、保存和显示。

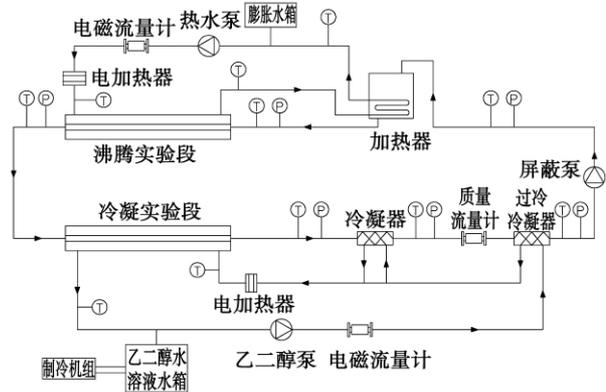


图 3 实验装置图

Fig. 3 Drawing of a test rig

2 实验数据处理

在不考虑周围环境的热损失情况下,热流体释放的热量应该等于冷流体吸收的热量^[8],管内制冷剂 R134a 的冷凝放热量:

$$Q_1 = M_1(i_1' - i_1'') \quad (1)$$

式中: M_1 —热流体质量流量, kg/s; i_1' , i_1'' —热流体

进、出口的焓 J/kg ;

管间乙二醇水溶液吸热量:

$$Q_2 = M_2 c_2 (t_2'' - t_2') \quad (2)$$

式中: M_2 —冷流体质量流量, kg/s ; c_2 —冷流体平均比热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; t_2'' , t_2' —冷流体出、进口温度, $^\circ C$;

实验管总传热系数 K 的计算式为:

$$K = Q/A\Delta t \quad (3)$$

式中: Q —平均换热量, 取 $Q = (Q_1 + Q_2)/2$, W ; A —传热面积, 取强化管外表面积 $0.0723 m^2$; Δt —对数平均温差, K ;

实验过程中, 热平衡受周围环境温度以及系统运行稳定性的影响, 为了保证实验结果的准确性, 实验过程中采集的数据应保证热平衡误差 $\delta \leq 5\%$ 。

实验的主要目的是研究制冷剂 R134a 在水平强化管管内凝结的换热性能。对于管间的强制对流换热, 可以采用经典的 Dittus - Boelter 公式计算^[9]:

$$h_e = 0.023 \frac{\lambda}{d_e} Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4} \quad (4)$$

式中: h_e —管间流体的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; λ —流体的导热系数, $W/(m \cdot K)$; d_e —管间通道当量直径, m ; Re —雷诺数, $u \cdot d_e/\nu$; Pr —普朗特数, ν/a ;

管内制冷剂冷凝换热系数可通过热阻分离法求得。经估算, 实验管件的壁面很薄、导热热阻很小, 可忽略不计。由于实验管件为新的铜管, 可忽略污垢热阻对结果的影响。因此, 管内冷凝换热系数可由下式求得:

$$h_0 = 1 / \left(\frac{1}{K} - \frac{1}{h_e} \right) \quad (5)$$

式中: h_0 —管内冷凝换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; K —实验管总传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; h_e —管间流体的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;

通过改变制冷剂的质量流速, 可以得到水平强化管管内冷凝换热系数以及制冷剂流动阻力特性随制冷剂质量流速的变化趋势。

3 实验结果及讨论

实验数据为制冷剂 R134a 在冷凝温度为 $51^\circ C$ 的工况下测得的, 其冷凝实验段制冷剂进、出口过热度为 $1 \pm 0.5^\circ C$ 。制冷剂质量流速从 $300 kg/(m^2 \cdot s)$ 到 $700 kg/(m^2 \cdot s)$ 。

图 4 为两种水平强化换热管在不同的制冷剂质量流速下的总传热系数。从图中可以看出, 两种实验管件的总传热系数均随着制冷剂质量流速的增加而增大, 从总体上看, A 管的整体传热性能要高于 B 管。但在制冷剂质量流速较大的区域, 两种实验管件的总传热系数增加都变得缓慢, 并非线性增加, 因为总的传热系数的提高受到管间乙二醇水溶液传热热阻的制约。从实验数据处理过程中可以得出两侧换热系数的比值以及随制冷剂质量流速的变化, 这一点也给强化传热的方向带来了指导意义。

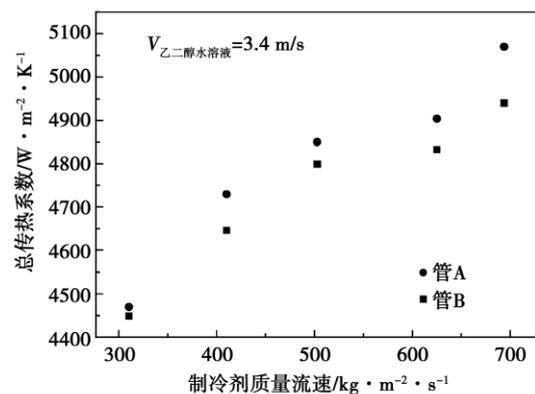


图 4 总传热系数与制冷剂质量流速关系图

Fig. 4 Chart showing relationship between the total heat transfer coefficient and the mass flow speed of refrigerant

利用热阻分离法, 忽略实验管件壁面导热热阻和污垢热阻, 根据式(5)可求得不同制冷剂质量流速下的管内冷凝换热系数, 如图 5 所示。从图中可以看出两种水平强化换热管的管内冷凝换热系数均随着制冷剂质量流速的增加而增大, 在制冷剂质量流速大的区域, A 管的管内冷凝换热系数明显高于 B 管, 具有更高的冷凝换热性能。根据边界层理论以及内螺纹管的研究, 由于冷凝液刚开始几乎集中在翅片凹槽部分, 随着管长的增加, 制冷剂凝结液越积越多, 最后淹没凹槽, 凝结液构成了膜状凝结的主要热阻, 而 A 管的二次槽结构能够破坏凹槽内冷凝液的边界层, 加强凝结液的扰动, 减小了液膜中的温度梯度, 增大了气液界面与饱和制冷剂蒸汽的温差, 更有利于凝结, 因此, A 管比普通内微翅管 B 管具有更高的冷凝换热效果。

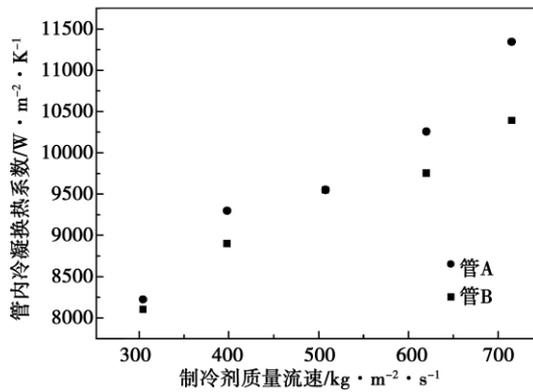


图5 管内冷凝换热系数与制冷剂质量流速关系图

Fig. 5 Chart showing relationship between in-tube condensation heat exchange coefficient and the mass flow speed of refrigerant

图6为两种管型的制冷剂流动阻力特性随制冷剂质量流速变化关系图。流动阻力影响冷凝强化管的综合性能,常用单位压降的冷凝换热系数来衡量强化管的性能。在实验范围内,与B管相比,A管不仅体现出了更高的冷凝换热性能,而且具有更小的压降。由于实验中两种管件长度相同,而且制冷剂进出口状态控制得当,无需考虑单位管长的压降。从图中可以看出两种管件的制冷剂流动阻力均随着制冷剂质量流速的增加而增大,并且在制冷剂质量流速较大的区域,制冷剂流动阻力增加的更快,制冷剂的流动阻力主要受流速的影响较大,此外,还受到管内翅形参数的影响。

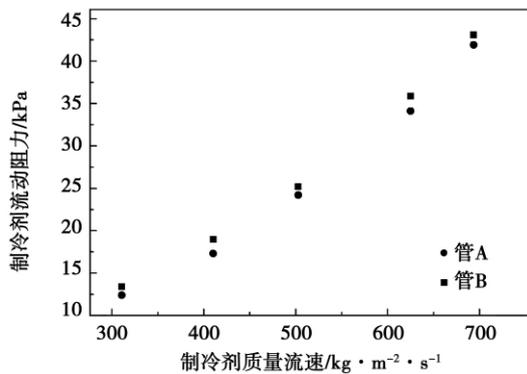


图6 制冷剂流动阻力特性图(2.42 m管长)

Fig. 6 Chart showing the flow drag characteristics of refrigerant (tube length of 2.42 m)

两种管型的制冷剂流动阻力相差很小,B管的制冷剂流动阻力略高于A管,这是因为B管的翅条数比A管略多、翅片稍密。从表1实验管件的结构尺寸中可以看出两种管件的尺寸参数大体相同,A管的螺旋角略大于B管。文献[10]中Akio Miyara认为传热系数与流动阻力都随着螺旋角的增加而增大,但A管的传热系数高而阻力较小,说明A管具有更好的翅型结构参数。从图1的A管结构可以看出二次槽。二次槽的存在不仅增加了管内的换热面积,而且对管内流动的制冷剂冷凝液膜具有拉动力作用,特别是微翅凹槽中的冷凝液,使微翅表面的液膜更薄,冷凝换热增强。这种拉动力是冷凝液膜在二次槽表面形成的更强的表面张力所致。在制冷剂质量流速较大的区域,二次槽对冷凝液膜的拉动效果更明显,比B管具有更高的冷凝换热系数。

4 结 论

通过实验研究可以得到以下几点结论:

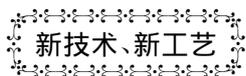
- (1) 在保持套管间乙二醇水溶液质量流速不变的情况下,乙二醇水溶液的进口温度根据制冷剂进出口状态进行调节,管内冷凝换热系数随着制冷剂质量流速的增加而增大,A管的整体传热性能较好,其管内冷凝换热系数比B管高1.87%~6.28%。
- (2) 在制冷剂质量流速为300 kg/(m² · s)到700 kg/(m² · s)时,B管的管内制冷剂流动阻力比A管高9.56%~11.05%,流动阻力可能受翅条数、翅片密度影响较大。
- (3) A管具有更好的翅型结构参数。A管二次槽的存在不仅增加了管内换热面积,而且对管内流动的制冷剂冷凝液膜具有拉动力作用,特别是微翅凹槽中的冷凝液,使微翅表面的液膜更薄,冷凝换热增强。在制冷剂质量流速较大的区域,二次槽对冷凝液膜的拉动效果更明显,比B管有更高的冷凝换热系数。

参考文献:

[1] 吴金星,韩东方,曹海亮,等. 高效换热器及其节能应用[M]. 第一版. 北京: 化学工业出版社, 2009.
WU Jin-xing, HAN Dong-fang, CAO Hai-liang et al. High efficiency heat exchangers and their energy-saving applications [M]. First

- edition, Beijing: Chemical Industry Press 2009. 9.
- [2] Chamra L M, Webb R L. Advanced micro-fin tubes for condensation [J]. *Int J Heat and Mass Transfer*. 1993, 39(9): 1839 - 1846.
- [3] Cavallini A, DelCol D, Doretti L, et al. Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes [J]. *Int J of Refrig* 2000, 23: 4 - 25.
- [4] Cavallini A, Censi G, Delcol D, et al. Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes—a review of recent research [J]. *Int J of Refrig* 2003, 26: 373 - 392.
- [5] Dongsoo Jung, Youngmok Cho, Kiho Park. Flow condensation heat transfer coefficients of R22, R134a, R407C, and R410A inside plain and microfin tubes [J]. *Int J of Refrig* 2004, 27: 25 - 32.
- [6] Jonathan A Olivier, Leon Liebenberg, John R. Thome, et al. Heat transfer, pressure drop, and flow pattern recognition during condensation inside smooth, helical micro-fin, and herringbone tubes [J]. *International Journal of Refrigeration* 2007, 30: 609 - 623.
- [7] 陈建红, 欧阳新萍, 李 辉. 强化换热管实验台测控系统的研制 [J]. *制冷与空调* 2008, 8(4): 48 - 50.
- CHEN Jian-hong, OUYANG Xin-ping, LI Hui. Development of a monitoring and control system for a intensified heat exchange tube test stand [J]. *Refrigeration and Air-conditioning* 2008, 8(4): 48 - 50.
- [8] 史美中. 热交换器原理与设计 [M]. 第二版. 南京: 东南大学出版社 2003.
- SHI Mei-zhong. Heat exchanger fundamental and design [M]. Second edition, Nanjing: Southeast University Press 2003.
- [9] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 第四版. 北京: 高等教育出版社 2006.
- YANG Shi-ming, TAO Wen-quan. Heat transfer [M]. Fourth edition, Beijing: Higher Education Press 2006.
- [10] Akio Miyara, Yusuke Otsubo, Satoshi Ohtsuka, et al. Effects of fin shape on condensation in herringbone micro-fin tubes [J]. *International Journal of Refrigeration* 2003, 26: 417 - 424.

(辉 编辑)



新技术、新工艺

GE 能源公司 FlexEfficiency 50 联合循环电站

据《Gas Turbine World》2012 年度手册报道, 升级改进的 50 Hz 9FB 燃气轮机设计是 GE Energy 新的 FlexEfficiency 50 联合循环装置设计的核心。

预定在 2013 - 2014 年投放市场的下一代 9FB.05 燃气轮机具有新的 14 级轴流压气机, 压比为 19.7:1 和全部空气冷却的 4 级涡轮。

由于增加了压比、质量流量和燃气初温, 下一代的 9FB 基本负荷输出功率几乎增加 20%, 达到 338 MW, 简单循环效率超过 40%。与此对照, 上一代的 9FB.03 燃气轮机的输出功率为 284 MW, 简单循环效率为 37.9%。

对于联合循环动力装置, 9FB 燃气轮机被匹配上先进的汽轮机和专门被设计成用于快速热力加载的不补燃的余热锅炉。

具有 30.5 mm Hg 柱冷凝器压力设计, 1+1 (1 台 9FB.05 燃气轮机加 1 台汽轮机) 参考装置的额定净输出功率为 512 MW, 热效率超过 61%。在按下热启动按钮后的 28 min 时间内, 装置将能够自动达到额定全输出功率。

联合循环动力装置中的汽轮机装有离合器。对于仅仅燃气轮机运行的情况, 离合器允许底部循环与顶部循环断开, 以便于装置更快的启动。

法国将在其北部的布尚建造世界上第一个 FlexEfficiency 50 联合循环电站, 预期它将在 2015 年投入运行。

(吉桂明 摘译)

critical point of the natural coke to be fully gasified. To increase temperature and pressure can effectively promote the gasification and improve the quality of coal gas ,but not the greater the better. In a comprehensive consideration ,the practical operating temperature and pressure should be chosen in a range from 850 to 1000°C and from 0.1 to 6.0 MPa respectively. In different reaction atmospheres ,the reaction characteristics of natural coke vary greatly. However ,in the steam atmosphere ,coal gas quality will be better. **Key words:** natural coke ,gasification ,Aspen Plus ,composition of coal gas ,heating value of coal gas

R134a 在水平内微翅管管内凝结换热的实验研究 = **Experimental Study of the Condensation Heat Exchange of Coolant R134a in a Horizontal Inner-micro-finned Tube** [刊 汉] OUYANG Xin-ping ,CHEN Qi-wei (College of Energy Source and Power Engineering ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(3) . - 361 ~ 365

Experimentally studied was the condensation heat exchange performance of coolant R134a in a horizontal intensified heat exchange tube. The test tubes were two types of inner-micro-finned tube ,designated as tube A and B respectively. The test pieces adopted a tube-in-tube structure with the glycol water solution passing through the passage between the outer surface of the intensified heat exchange tube and the inner surface of the outer tube (between tubes) . During the test ,the condensation temperature inside the tube was 51 °C and the flow speed of the glycol water solution between tubes was 3.35 m/s. The inlet temperature of the glycol water solution was adjusted according to the mass flow speed of the coolant to ensure a supercooling degree of the coolant at the outlet of the test piece. The test results show that both in-tube condensation heat exchange coefficients of the two types of horizontal intensified heat exchange tube will increase with an increase of the mass flow speed of the coolant. When the mass flow speed of the coolant increases from 300 kg/(m² · s) to 700 kg/(m² · s) ,the in-tube condensation heat exchange efficient of tube A is 1.87% to 6.28% higher than that of tube B while the flow resistance of the coolant in tube B is 9.56% to 11.05% higher than that in tube A. Therefore ,the structure of tube A is superior to that of tube B. **Key words:** engineering thermophysics ,intensified heat exchange ,inner-micro-finned tube ,in-tube condensation heat exchange

余热制冷用氯化钙/硅胶复合吸附剂的制备及性能研究 = **Preparation and Performance Study of Silica Gel/ Calcium Chloride Compound Adsorbent for Use in Refrigeration by Using Waste Heat** [刊 汉] WANG Ling-bao ,BU Xian-biao ,MA Wei-bin ,LU Zhen-neng (Chinese Academy of Sciences Key Laboratory on Renewable Energy Sources and Natural Gas Hydrate ,Guangzhou Energy Source Research Institute ,Chinese Academy of Sciences ,Guangzhou ,China ,Post Code: 510640) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(3) . - 366 ~ 371