

文章编号:0253-4339(2021)05-0080-06
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2021.05.080

离心式冷水机组大温差设计运行特性的实验研究

周 宇 卓明胜 张龙爱

(珠海格力电器股份有限公司 空调设备及系统运行节能国家重点实验室 珠海 519070)

摘 要 中央空调冷冻水系统大温差设计可以显著降低输配能耗,对系统节能具有重要意义。但随设计温差增大,冷冻水流速降低,蒸发器水侧传热系数逐渐减小,成为制约冷水机组能效的主要因素。本文基于蒸发器换热机理,理论分析了冷冻水大温差对蒸发器换热性能的影响,并通过离心式冷水机组串联运行的方案,实验对比了大温差工况下不同水路流程对整机性能的影响。结果表明:在冷冻水 10℃大温差设计工况下,采用蒸发器双流程串联的设计方法,相比于单流程方案能效可提升 6%;而得益于串联方案中间温度的存在,上下游机组在负荷占比为 55%:45%时,整机能效达到最佳。

关键词 离心式冷水机组;冷冻水系统;大温差;串联;能效

中图分类号:TB61⁺1;TB657

文献标识码:A

Experimental Research on Design and Operation Characteristics of Large Temperature Difference Centrifugal Chiller

Zhou Yu Zhuo Mingsheng Zhang Longai

(State Key Laboratory of Air-conditioning Equipment and System Energy Conservation, GREE Electric Appliances, INC. of Zhuhai, Zhuhai, 519070, China)

Abstract Chilled water systems with large temperature differences are important for the design of energy-saving heating, ventilation, and air-conditioning systems, as they can reduce the energy consumption of chilled water pumps. However, the water-side heat transfer coefficient of the evaporator gradually decreases as the design temperature difference increases, and the chilled water flow rate decreases. This has become the main factor limiting the energy efficiency of chillers. In this study, the effect of the large temperature difference on the heat transfer performance of the evaporator is analyzed theoretically according to the heat transfer mechanism of the evaporator. The influence of different water circuit passes on the performance of centrifugal chillers designed with large temperature differences was compared experimentally in which the chillers were run in series. The results showed that, under the design conditions of a 10℃ temperature difference, the efficiency of the chillers in series can achieve a 6% improvement when the evaporators use dual passes rather than a single pass. The efficiency of the whole unit is optimized when the load proportion of the upstream and downstream units is approximately 55%:45%, owing to the intermediate temperature of the series scheme.

Keywords centrifugal chiller; chilled water system; large temperature difference; series connection; efficiency

在大型工、商业公共建筑中,暖通空调系统运行能耗通常占整个建筑能耗的 60% 以上^[1-2],降低空调系统能耗是建筑节能的关键所在。常规的中央空调系统,冷冻供回水通常采用 5℃温差设计,不仅水系统管路、泵体、阀件成本较高,管网输送能耗约占整个空调系统能耗的 25%^[3-4]。若采用大温差小流量的设计方法,将有助于解决上述问题,实现很好的节能效果,尤其适合管网输送半径较大的高大空间型公共建筑。

近年来,大量的研究结果表明,空调冷冻水系统大温差设计具有可行性、可靠性和经济性^[5-9],加大

冷冻水的供回水温差设计,将有助于降低水泵扬程及管网输配耗电,整个空调系统能耗将随之减小,从而实现空调系统的整体优化。但针对冷冻水大温差设计对冷水机组设备本身效率的影响,研究结论则不尽一致,对设备在大温差下优化设计方面的报道较少,普遍认为应该以工程的实际情况综合考量^[10-12]。本文将结合理论分析研究大温差设计对冷水机组运行特性的影响,并在双系统串联、逆流设计的机组方案基础上,通过对某型号离心式冷水机组的实际测试,提出一种优化的系统设计方案,为大温差空调系统设

计提供参考。

1 大温差对换热效率影响的理论分析

对于目前大型离心式冷水机组广泛采用的水冷壳管式蒸发器,其换热量的基本公式为:

$$Q = K \times F \times LMTD \tag{1}$$

式中: K 为蒸发器的总传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; F 为蒸发器总换热面积, m^2 , 对某一确定机组为定值; $LMTD$ 为蒸发器对数平均温差, K 。

蒸发器的总传热系数为:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{k_w} + f_e + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{k_f}} \tag{2}$$

式中: k_w 为蒸发器水侧传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; f_e 为蒸发器污垢热阻, $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{kW}$; δ 为蒸发器换热管壁厚, m ; λ 为换热管导热系数, $\text{kW}/(\text{m} \cdot \text{K})$; k_f 为蒸发器制冷剂侧传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

本文实验选取某换热管厂家名义外径为 19.05 mm、内径为 17.12 mm 的高效蒸发管,铜管导热系数取厂家推荐值 $\lambda = 339 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,则铜管的导热热阻为:

$$\frac{\delta}{\lambda} = \frac{(19.05 - 17.12) / 2 \times 10^{-3}}{339}$$
$$= 2.8466 \times 10^{-6} (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$$

污垢热阻按照国标设计规范选取,即蒸发器侧污垢系数 f_e 取 0.018 $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{kW}$

冷水机组蒸发器制冷剂在管外侧沸腾换热,在给定制冷量 Q (kW),即热流密度 q_0 (kW/m^2) 条件下,制冷剂侧传热系数为定值,可按照如下经验公式计算:

$$k_f = a_1 q_0^3 + a_2 q_0^2 + a_3 q_0 + a_4 \tag{3}$$

式中: a_1 、 a_2 、 a_3 、 a_4 由换热管厂家提供,本文中分别取值 1.443×10^{-10} 、 2.222×10^{-5} 、 1.0937 、 2320.7 。

随冷冻进出水设计温差改变,铜管导热热阻、污垢热阻和制冷剂侧传热热阻并不随温差及水流量而变化,对既定换热器而言基本维持一定值。水流量变化带来的流速变化,主要影响水侧传热热阻 $1/k_w$,其中 k_w 为水侧传热系数^[14]:

$$k_w = \alpha_w \frac{c_w}{d_i} Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\lambda_w}{\lambda_e} \right)^{0.14} \tag{4}$$

式中: α_w 为经验系数,按换热管厂家推荐取 0.071; c_w 为水导热系数,由平均温度计算得到, $\text{kW}/(\text{m} \cdot \text{K})$; d_i 为换热管内径, m ; Re 为水侧雷诺数; Pr 为平均温度下水侧普朗特数; λ_w 为平均温度下水的运动黏度, m^2/s ; λ_e 为管壁温度下水的运动黏度, m^2/s ;

通过模拟计算得到不同热流密度、不同水流速下总传热系数 K 的变化规律,以及换热管内外热阻占比情况分别如图 1、图 2 所示。

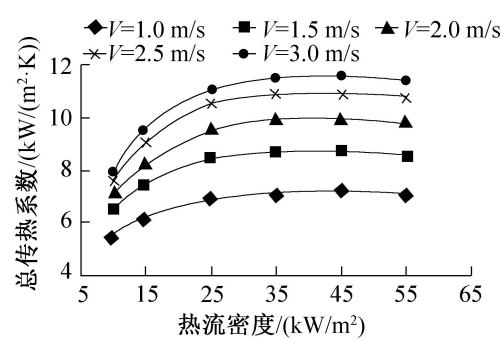


图 1 总传热系数随水流速的变化
Fig.1 Variation of the total heat transfer coefficient with the water velocity

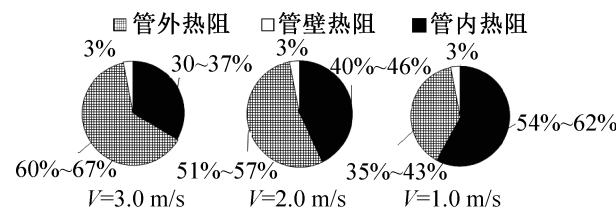


图 2 换热热阻占比随水流速的变化
Fig.2 Variation of the proportion of heat transfer resistance with water flow rate

由上述分析计算可知,当冷冻出水温度恒定(以 7℃ 为例)时,随着设计进出水温差的增大(亦即随着管内水流速的降低),蒸发器的传热热阻主导将逐渐转移至管内水侧,水侧换热效果逐渐恶化,导致蒸发器总的传热系数随之减小。因此,优化冷冻水系统大温差设计下冷水机组的性能,主要在于强化蒸发器水侧的设计。

2 大温差离心式冷水机组实验分析

2.1 实验方案

提高制冷剂蒸发温度,可以提升冷水机组的能效,基于此在冷冻水系统大温差设计下,采用两台冷水机组进行蒸发器侧串联运行设计^[15-16]:一方面提高水侧流速,强化换热;另一方面,上游机组出水因位于进出水大温差的中间温度,蒸发温度也将显著提高,从而提升整个系统的效率。

基于冷水机组串联运行的设计思想下,将两台机组进行模块化组合,并使冷凝器同样形成串联、逆流运行,设计一种专用于冷冻水大温差(17/7℃)的测试样机,样机名义制冷能力为 4 922 kW,由两台相同的 2 461 kW 离心式冷水机组子系统模块化构成,两

台子系统的制冷剂侧独立,水侧则形成串联逆流布置形式。其中,每个子系统的蒸发器水侧可通过水室端盖、隔板调整,进一步实现子系统内部单、双流程两种对比方案,如图 3 所示。

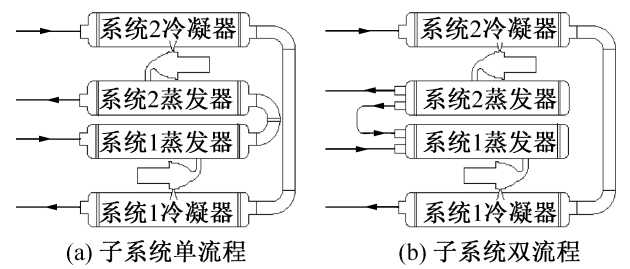


图 3 实验样机系统方案

Fig.3 Experimental prototype system scheme

2.2 实验装置

实验装置依据标准 GB/T 18430.1—2007《蒸气压缩循环冷水(热泵)机组 第 1 部分:工业或商业用及类似用途的冷水(热泵)机组》^[17]所规定的液体载冷剂法建立,机组蒸发器侧制冷量测定和冷凝器侧热平衡校核分别采用液体载冷剂法和热平衡法,原理如图 4 所示。

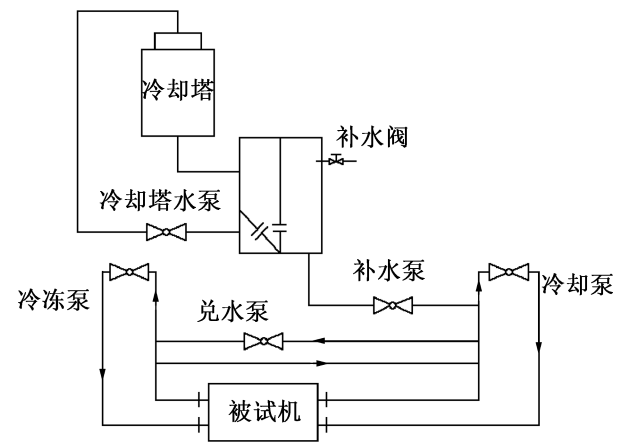


图 4 实验装置原理

Fig.4 Principle of experimental device

因没有实际末端热负荷消耗机组制冷量,实验台采用兑水泵将一定量的冷却水兑入冷冻水系统,提升冷冻水温度,中和机组冷负荷,使实验工况可以维持稳定,兑水泵的转速直接取决于测试样机工况运行稳定时的制冷量大小。

因水力平衡,同流量的冷冻侧低温水将返回冷却水系统,降低冷却进出水温度,但并不足以完全抵消机组冷凝热,超出的热量(等于机组的输入功率)则由混合水箱中的冷水来中和,混合水箱自身则通过带冷却塔的独立冷却系统来维持恒温。

机组运行工况如表 1 所示,所有工况下蒸发器侧冷冻水流量为 847 m³/h,冷凝器侧冷却水流量为 1 058 m³/h,每个工况达到稳定后,连续运行 2 h 通过实验台监控软件等距取 7 组测试数据,将平均值作为该工况的测量结果,同时冷、热水侧热力平衡要求满足 ≤5%。

表 1 大温差实验工况
Tab.1 Large temperature difference test conditions

工况	蒸发器		冷凝器
	进水温度/℃	出水温度/℃	进水温度/℃
100%	17.0	7.0	30
75%	—	7.0	26
50%	—	7.0	23
25%	—	7.0	19

2.3 实验结果及分析

2.3.1 水流程对比实验

在大温差测试工况下(冷冻进/出水温度 17/7℃),两个子系统均运行满载后,通过微调两个子系统负荷,使机组整体制冷量达到名义 4 922 kW,且蒸发器连管的中间温度为 12℃,则可认为两台机组制冷量大小一致。

在该方法下,通过改变蒸发器水室端盖和隔板,可分别实现机组两个子系统蒸发器水侧单流程和双流程串联两种形式,研究在换热面积不变,工况、水流量相同的情况下,单、双流程造成不同水流速对机组性能的影响,满负荷、部分负荷性能测试结果分别如表 2、表 3 所示。

表 2 单、双流程满负荷性能测试结果对比
Tab.2 Comparison of single and dual process full load performance test results

测试项目	方案一	方案二
制冷量/kW	4 798.9	4 877.7
输入功率/kW	726.8	694.8
性能系数	6.603	7.020
冷冻水流程	单	双
冷冻水流速/(m/s)	1.219	2.438
上游机组蒸发温度/℃	8.0	9.7
上游机组端温差/℃	4.3	2.4
下游机组蒸发温度/℃	4.2	5.1
下游机组端温差/℃	2.8	1.9

表 3 单、双流程部分负荷性能测试结果对比
Tab.3 Comparison of single and dual process partial load performance test results

工况	方案一	方案二
100%	6.603	7.020
75%	8.410	8.786
50%	9.654	9.983
25%	10.73	11.05
NPLV *	9.176	9.526

注：NPLV* = 0.023A + 0.415B + 0.461C + 0.101D。式中：A、B、C、D 分别为 100%、75%、50%、25% 负荷时的性能系数。

表 4 双系统负荷配比实验结果
Tab.4 Test results of dual system load ratio

系统 1				系统 2				机组 COP		
制冷量 /kW	占比	蒸发温度/℃	冷凝温度/℃	制冷量 /kW	占比	蒸发温度/℃	冷凝温度/℃	上游	下游	整机
1 944.4	40.1%	11.0	38.3	2 904.4	59.9%	4.7	36.3	7.964	6.021	6.674
2 081.6	42.9%	10.7	38.1	2 771.7	57.1%	5.0	35.1	7.798	6.230	6.818
2 138.9	44.1%	10.4	38.1	2 716.7	56.0%	5.0	35.0	7.754	6.332	6.888
2 331.1	48.0%	10.1	37.8	2 527.3	52.0%	5.1	34.9	7.452	6.593	6.979
2 434.5	49.9%	9.6	37.6	2 442.3	50.1%	5.1	34.6	7.436	6.649	7.020
2 542.9	52.1%	8.9	37.6	2 341.7	47.9%	5.3	34.1	7.338	6.783	7.061
2 637.0	54.0%	8.9	37.5	2 243.6	46.0%	5.3	34.1	7.329	6.806	7.079
2 743.6	56.3%	8.7	37.5	2 127.9	43.7%	5.4	33.5	7.205	6.813	7.028
2 865.8	58.9%	8.6	37.8	1 996.4	41.1%	5.4	33.3	6.974	6.838	6.917
2 948.9	60.9%	8.3	38.0	1 894.9	39.1%	5.8	32.5	6.508	6.836	6.633

由表 4 可知,上游机组因冷冻出水温度较下游机组(子系统 2)高,蒸发温度占优势,所以能效通常高于下游机组(在上游机组负荷占比<60%以前);但该优势随着上游机组负荷占比增大而缩减,因为随上游机组负荷占比逐步增大,该子系统的出水温度降低,在冷凝温度基本不变的情况下,上游机组的蒸发温度呈下降趋势,而下游机组则因为出力逐渐减小而冷却出水温度降低,在蒸发温度基本不变的情况下,冷凝温度随之下降,带来的能效提升作用一定程度上弥补了下游机组蒸发温度低的劣势。

能效随上游机组负荷占比的变化如图 5 所示,从整体上看,当上、下游机组承担负荷占比约为 55%:45%时,整机性能出现拐点达到最优。

在机组实际设计生产和运行控制中,可以根据水

由测试结果可知,串联布置的两台机组,随子系统蒸发器水侧由单流程改双流程,相同换热面积下,水流速的提高使换热效果显著增强,换热量与性能系数均有所提高,蒸发温度分别比单流程时提高 0.9~1.7℃,整机的满负荷性能系数 COP 提升 6%,综合部分负荷性能系数 NPLV 提升 3.8%。

2.3.2 双系统负荷匹配实验

基于 2.3.1 的实验测试结果,子系统蒸发器水侧双流程、整机串联逆流的方案性能更优,在此情况下维持整机总冷量名义 4 922 kW 不变,通过检测和控制两个子系统连管中间温度,微调两个压缩机的工作转速,使两个子系统分别承担不同的实际制冷量比例,对整个机组性能测试结果如表 4 所示。

系统的布置,对串联上下游机组的换热器、压缩机及控制参数进行差异化设计,以达到最优的节能效果。

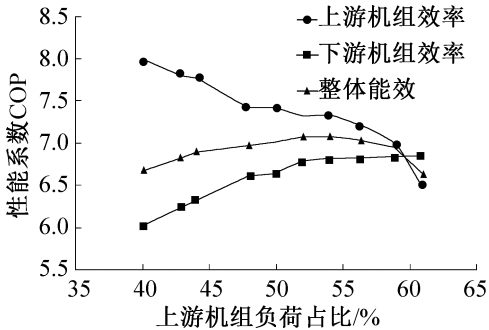


图 5 能效随上游机组负荷占比的变化
Fig.5 The variation of COP with the proportion of upstream machine load

3 结论

基于蒸发器换热机理的理论分析,对冷冻水大温差设计条件下串联机组的不同匹配方式对整机性能的影响进行实验研究,得到如下结论:

1) 大温差低流量下,蒸发器换热热阻主要转移至水侧,优化机组性能主要在于强化蒸发器水侧换热设计;

2) 提高流程数可以提升水流速、强化水侧换热。大温差系统下串联运行的两台机组,双流程设计相对单流程设计性能可提升 6%;

3) 大温差系统下,串联逆流布置的两台机组,上、下游机组承担负荷占比为 55%:45% 时整体性能最优,建议采用差异化设计和控制。

参考文献

[1] 伍小亭. 暖通空调系统节能设计思考[J]. 暖通空调, 2012, 42(7): 1-11. (WU Xiaoting. Considerations in energy efficient design of HVAC systems[J]. Journal of HV&AC, 2012, 42(7): 1-11.)

[2] 陈灿. 公共建筑空调能耗存在的主要问题及节能措施[J]. 科协论坛, 2009(4): 129-131. (CHEN Can. Main problems and energy-saving measures in air conditioning energy consumption of public buildings[J]. Science & Technology Association Forum, 2009(4): 129-131.)

[3] 陈伟煌, 李司秀. 大型公共建筑大温差空调冷水系统的能耗分析[J]. 制冷, 2015, 34(2): 46-49. (CHEN Weihuang, LI Sixiu. Analysis of energy consumption of air conditioning chilled water system with large temperature difference of a large public building[J]. Refrigeration, 2015, 34(2): 46-49.)

[4] 贾晶, 胡海军. 大温差小流量的空调水系统方案[J]. 制冷技术, 2005(3): 17-20. (JIA Jing, HU Haijun. HVAC water system proposal of big temperature difference with small water flow rate[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2005(3): 17-20.)

[5] 殷平. 空调大温差研究(1): 经济分析方法[J]. 暖通空调, 2000, 30(4): 62-66. (YIN Ping. Research of large temperature difference in air conditioning (1): economic analysis methods[J]. Journal of HV&AC, 2000, 30(4): 62-66.)

[6] 殷平. 空调大温差研究(4): 空调冷水大温差系统经济分析[J]. 暖通空调, 2001, 31(1): 68-72. (YIN Ping. Research of large temperature difference in air conditioning (4): an economical analysis of the system with a large temperature difference between supply and return water[J]. Journal of HV&AC, 2001, 31(1): 68-72.)

[7] 吴小卫, 胡文斌. 大温差空调水系统的技术经济分析

[J]. 制冷, 2005(增刊 1): 99-101. (WU Xiaowei, HU Wenbin. Techno-economic analysis of chilled water system with high temperature difference[J]. Refrigeration, 2005 (Suppl. 1): 99-101.)

[8] 周亚素, 陈沛霖. 空调冷冻水系统大温差设计的能耗分析[J]. 建筑热能通风空调, 1992(2): 18-19. (ZHOU Yasu, CHEN Peilin. Analysis on energy consumption of large temperature difference in air conditioning chilled water system[J]. Building Energy & Environment, 1992(2): 18-19.)

[9] 江连昌. 大温差空调输系统的节能评价方法[J]. 暖通空调, 2011, 41(7): 70-72. (JIANG Lianchang. Energy efficiency evaluation method of large temperature difference air conditioning water systems[J]. Journal of HV&AC, 2011, 41(7): 70-72.)

[10] 曾庆钱, 朱纪军, 屈国伦. 某广场空调系统冷冻水大温差的适用性分析[J]. 建筑热能通风空调, 2004, 23(3): 45-47. (ZENG Qingqian, ZHU Jijun, QU Guolun. Analysis of suitability of large chilled water temperature difference of air-conditioning system of an emporium[J]. Building Energy & Environment, 2004, 23(3): 45-47.)

[11] 李继路, 刘瑾. 某商场空调冷冻水大温差系统节能性分析[J]. 节能与环保, 2004(12): 27-28. (LI Jilu, LIU Jin. Energy-saving analysis of a large temperature difference system of air conditioning chilled water in a shopping mall[J]. Energy Conservation & Environmental Protection, 2004(12): 27-28.)

[12] 韩彦斌, 张彦昌. 水冷式冷水机组大温差运行特性试验[J]. 制冷与空调(北京), 2016, 16(2): 56-61. (HAN Yanbin, ZHANG Yanchang. Operation characteristics test on water-cooled chiller with large temperature difference[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2016, 16(2): 56-61.)

[13] 董晓丽, 赵敬德, 周玉帅. 冷冻水大温差的合理化设计[J]. 暖通与空调, 2012(5): 34-35. (DONG Xiaoli, ZHAO Jingde, ZHOU Yushuai. Optimized design of AC water system with large temperature difference[J]. Building Energy Efficiency, 2012(5): 34-35.)

[14] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006. (YANG Shiming, TAO Wenquan. Heat transfer [M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006.)

[15] 李继路, 刘瑾. 冷水机组串联在空调冷水大温差系统中的应用[J]. 节能与环保, 2004(11): 17-19. (LI Jilu, LIU Jin. Application of chillers in series in air-donditioning chilled water system with large temperature difference[J]. Energy Conservation & Environmental Protection, 2004 (11): 17-19.)

[16] 衡光琳, 韩林俊, 朱奋飞, 等. 冷水大温差运行的适应

性研究[J]. 制冷空调与电力机械, 2009, 30(5):5-11.
(HENG Guanglin, HAN Linjun, ZHU Fenfei, et al. Research on the adaptability of the chilled water large temperature difference operation [J]. Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery, 2009, 30(5):5-11.)

[17] 蒸气压缩循环冷水(热泵)机组 第 1 部分:工业或商业用及类似用途的冷水(热泵机组):GB/T 18430.1—2007 [S]. 北京:中国标准出版社, 2008. (Water chilling (heat pump) packages using the vapor compression cycle-Part 1: Water chilling (heat pump) packages for industrial & commercial and similar application: GB/T 18430.1—2007[S]. Beijing: China Standard Press, 2008.)

通信作者简介
周宇,男,工程师,珠海格力电器股份有限公司,18578270658, E-mail: 175326560@ qq.com。研究方向:离心式冷水机组产品研发。

About the corresponding author
Zhou Yu, male, engineer, GREE Electric Appliances, INC. of Zhuhai, +86 18578270658, E-mail: 175326560@ qq.com. Research fields: centrifugal chiller product development.