

文章编号:1005-0329 (2018) 06-0083-06

水冷式蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组性能测试方法解析

包继虎¹,朱丰雷¹,谢宝刚¹,刘 辉²,谢鸿玺¹,赵宗彬¹,李同彪¹

(1.合肥通用机械研究院有限公司,安徽合肥 230031;2.江森自控楼宇设备科技(无锡)有限公司,江苏无锡 214028)

摘 要: 详细解读了GB/T 18430.1-2007《蒸汽压缩循环冷水(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》中冷水(热泵)机组性能测试方法和测试工况,为正确理解标准条款、准确检测冷水(热泵)机组的性能提供指导。

关键词: 蒸汽压缩循环;冷水(热泵)机组;性能;测试方法

中图分类号: TH12 文献标志码: A doi:10.3969/j.issn.1005-0329.2018.06.017

Analysis on Performance Test Methods of the Water Chilling (Heat Pump) Packages Using the Vapor Compression Cycle

BAO Ji-hu¹, ZHU Feng-lei¹, XIE Bao-gang¹, LIU Hui², XIE Hong-xi¹, ZHAO Zong-bin¹, LI Tong-biao¹

(1.Hefei General Machinery Research Institute Co., Ltd., Hefei 230031, China;

2.Johnson Controls Building Efficiency Technology (Wuxi) Co., Ltd., Wuxi 214028, China)

Abstract: The performance test methods and conditions in national standard GB/T 18430.1-2007 "Water chilling (heat pump) packages using the vapor compression cycle Part 1: Water chilling (heat pump) packages for industrial & commercial and similar applications" were interpreted in detail, which provides guidance for proper understanding of the provisions of the standard and accurate measurement of the performance of the water chilling (heat pump) packages.

Key words: vapor compression cycle; water chilling (heat pump) packages; performance; test methods

1 引言

空调产品的性能测试通常是指按照国家标准规定的测试工况或第三方委托要求工况进行试验,得到空调产品的相关参数,并以检测报告等多种方式提供给监管机构、制造商或消费者。因此,性能测试对控制产品质量、评估产品性能、制定能效标准、保证行业的良性发展有举足轻重的意义^[1-3]。早期GB/T 18430.1-2001《蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组 工商业用和类似用途的冷水(热泵)机组》(以下简称“GB/T 18430.1-2001”) 对冷水(热泵)机组的性能测试名义工况进行了规范化要求^[4],但随着我国冷水(热泵)

性能评价体系的不断发展和完善,为了满足冷水(热泵)机组性能评价的需求和考核冷水(热泵)机组在部分负荷条件下的运行情况,《制冷设备产品生产许可证实施细则-2016》和GB 19577-2015《冷水机组能效限定值及能效等级》已同时采用冷水(热泵)机组的性能系数(COP)和综合部分负荷性能系数(IPLV)作为冷水(热泵)机组的性能和能效评价指标^[5,6],2007年5月11日发布的GB/T 18430.1-2007《蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组 工商业用和类似用途的冷水(热泵)机组》(以下简称“GB/T 18430.1-2007”)代替了GB/T 18430.1-2001,GB/T 18430.1-2007对冷水(热泵)机组性能测试的工况进行了更加详细的规范化

收稿日期: 2017-07-20 修稿日期: 2018-04-15

基金项目: 合肥通用机械研究院有限公司青年科技基金项目(2013010644)

要求,其中包括名义工况和部分负荷工况^[7]。但GB/T 18430.1-2007自从2008年2月1日实施以来,在执行过程中,部分企业检测人员对标准中性能测试的条款理解上常出现歧义,主要集中在2个方面:(1)测试工况理解错误;(2)测试及计算方法理解错误。最终导致检测结果与样机提供的技术参数存在较大差异,给实际的产品开发能否达到设计要求增加了不确定性,严重时可能对产品做出错误的判定结论。基于此,本文将对GB/T 18430.1-2007中性能测试(名义工况和部分负荷工况)方法进行详细解析,以帮助使用者更好地理解标准中的性能测试方法,确保检测结果能准确反映产品的真实性能。

2 名义工况测试方法分析

GB/T 10870-2014《蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组性能试验方法》(以下简称“GB/T 10870-2014”)规定:冷水机组性能的主要试验方法为液体载冷剂法,试验装置如图1所示^[8],在机组使用侧换热器的冷(热)水进(出)口处安装有水量测量装置,进、出口处设置水量调节阀。校核试验方法可选取热平衡法或液体制冷剂流量计法。

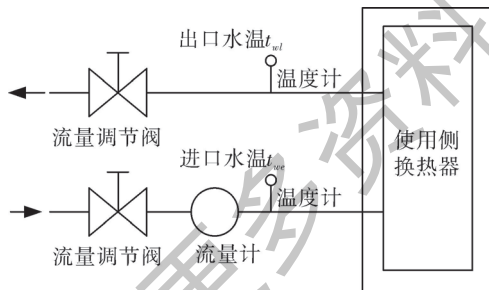


图1 液体载冷剂法测试装置

液体载冷剂法是通过测量冷水机组换热器进出水温度、水流量,用测出的进出水温差和水流量的乘积,同时乘以平均温度下水的比热容和密度以确定机组的性能,即机组制冷(热)量可按式计算^[8]:

$$\begin{cases} Q_c = C\rho q_v (t_{we} - t_{wl}) + Q_{cr} \\ Q_h = C\rho q_v (t_{wl} - t_{we}) + Q_{hr} \end{cases} \quad (1)$$

式中 Q_c, Q_h ——机组的制冷量和制热量, W

C ——水的平均比热容, J/(kg·°C)

ρ ——水的密度, kg/m³

q_v ——水的体积流量, m³/s

t_{we}, t_{wl} ——使用侧冷(热)水进出水温度, °C

Q_{cr} ——环境空气传入使用侧换热器水侧的热量修正项, W

Q_{hr} ——使用侧换热器水侧向环境空气放出的热量修正项, W, 厂家一般均对使用侧换热器进行了保温隔热处理, 因此, 热量修正项 Q_{cr} 和 Q_{hr} 一般可以忽略

式(1)中水的平均比热容和密度通常将其视为常数, 因此, 理论上使用侧水流量和进出水温度一旦确定, 机组的换热量即可得到。基于上述分析, GB/T 18430.1-2007 在第4.3.2.1条中给出了冷水(热泵)机组的名义工况测试条件, 见表1。

表1 名义工况时的温度/流量条件

项目	使用侧		热源侧	
	冷、热水		水冷式	
	水流量 [m ³ /h·kW]	出口水温 (°C)	进口水温 (°C)	水流量 [m ³ /h·kW]
制冷	0.172	7	30	0.215
热泵制热	0.172	45	15	0.134

表1中明确了使用侧出水温度和热源侧进水温度, 但没有对使用侧和热源侧的流量换算进行说明, 导致一些检测人员出现流量计算错误, 最终导致测试结果与名义值偏差较大。关于流量计算不合理的问题概括起来如下:

(1) 热源侧水流量采用额定制冷量与制冷消耗总电功率的和乘以流量系数。

(2) 带热泵功能的机组, 热泵制热工况试验时采用额定制热量乘以流量系数以确定使用侧和热源侧的水流量。

(3) 测试软件未及时升级, 主观认为仍然可以依据GB/T 18430.1-2001工况进行测试, 即控制进出水温差, 不考虑使用侧和热源侧的水流量。

GB/T 18430.1-2007中使用侧和热源侧水流量的正确理解应分为2种情况:

(1) 单冷式、制冷及热泵制热式两类机组, 制冷工况和热泵制热工况时的水流量均等于机组额定制冷量乘以水流量系数。

(2) 单热式(热泵制热式)机组, 热泵制热工况时的水流量等于机组名义制热量乘以水流量系数。

因此, 建议在 GB/T 18430.1-2007 中增加流量换算的详细解释, 以避免流量系数理解出错。在与企业的沟通中发现, 问题 (3) 的主要原因是测试标准换代, 测试软件没有及时更新, 导致测试软件的试验工况选择中没有使用侧和热源测水流量项目, 企业即主观认为测试依然采用 GB/T 18430.1-2001 工况进行测试。

冷水机组名义工况测试时还需要注意热平衡偏差, 热平衡偏差并非是小于 6%, GB/T 10870-2014 在第 4.2.2 条中给出了冷水机组名义工况时的热平衡偏差计算公式^[8], 即:

$$\sigma = 10.5 - 0.07FL + \frac{833.3}{DT_{FL}FL} \quad (2)$$

式中 σ ——试验结果的允许偏差, %

FL——负荷百分数, %

DT_{FL} ——使用侧换热器满负荷运行时进、出水温差, °C

GB/T 18430.1-2007 在 6.3.3 中给出了部分负荷工况时的热平衡偏差计算式, 计算式与式 (2) 相同。2 个标准中 FL 和 DT_{FL} 均没有明确是理论值还是实测值, 是满负荷还是部分负荷数值, 建议在后续标准的修证中对 FL 和 DT_{FL} 进行明确, 否则容易引起误解, 导致重复性试验。

冷水机组名义工况测试时, 试验台操作时需要注意一个问题, 即 GB/T 18430.1-2007 适用于制冷量为 50 kW 以上的冷水机组, 在测试时, 有厂家生产的冷水机组制冷量较大, 有的冷量在 4000 kW 以上, 这类大型冷水机组的使用侧和热源侧流量均较大 (如 4000 kW 冷量机组, 使用侧水流量为 688 m³/h, 热源侧水流量为 860 m³/h), 开始测试时水流量调节装置建议不要设置为自动, 一方面长期长时间水流量大范围波动会缩短流量测试装置寿命; 另一方面水流量大范围波动会导致较长时间才能达到测试工况稳定。因此, 建议将水流量调节装置设置为手动, 并且按比例增加流量, 待调节流量数值接近名义工况流量值时再将调节装置设置为自动, 这样对流量测试装置有一定的保护作用, 同时可缩短测试调试时间。

3 部分负荷工况测试方法分析

目前国内空调生产厂家和检测机构在对新的水冷式冷水机组进行部分负荷工况测试时均考虑

了换热器的水侧污垢系数修正温差, 并且其部分负荷百分数计算基准均是指名义制冷量。GB/T 18430.1-2007 在附录 C 中规定: 水侧污垢系数的修正温差须加到冷凝器冷却水进水温度和从蒸发器冷水出水温度中减去, 以模拟增加水侧污垢后对机组运行工况的影响来测试机组的性能^[7]。

3.1 进出水温度分析

在进行污垢修正前还需要知道蒸发器侧冷媒水进水温度和冷凝器侧冷却水出水温度, 这两个温度值在 GB/T 18430.1-2007 中并没有明确。由式 (1) 第一式可推导出蒸发器侧冷媒水进水温度 t_{we} 的表达式:

$$t_{we} = \frac{Q_p}{1.163 Q_c \times 0.172} + t_{w1} \quad (3)$$

式中 Q_p ——部分负荷点名义制冷量, W

Q_c ——名义制冷量, W

$(Q_c \times 0.172)$ ——使用侧水流量, m³/h

同理可推导出冷凝器侧冷却水出水温度 t_{w1} 的表达式:

$$t_{w1} = \frac{Q_p + P_{in}}{1.163 Q_c \times 0.215} + t_{we} \quad (4)$$

式中 P_{in} ——对应于部分负荷点换热量 Q_p 的输入功率, W

$(Q_c \times 0.215)$ ——热源侧水流量, m³/h

由式 (3) 和 (4) 可获得进出水温度, 根据冷水机组的相关技术参数, 同时结合 GB/T 18430.1-2007 附录 C 中污垢修正温差的详细计算方法, 即可得到模拟机组水侧污垢系数修正温差。需要注意的是, 在进行部分负荷工况测试时, 其水流量与名义制冷工况时的水流量必须保持一致。GB/T 18430.1-2007 在第 4.3.2.3 条中给出了冷水机组的部分负荷工况, 见表 2。

针对能准确卸载到标准部分负荷点 (本文标准部分负荷点指 100%, 75%, 50%, 25% 4 个负荷点) 的机组, 考虑污垢修正温差对进出水温度的影响, 按表 2 工况测试即可。但长期的实际测试发现: 有些厂家生产的冷水机组并不能准确卸载到标准部分负荷点, 对于不能准确卸载到标准部分负荷点但能卸载到其它部分负荷点的机组, 水冷式冷凝器侧进水温度在 GB/T 18430.1-2007 中并没有明确, 目前均默认采用 JB/T 4329-1997《容积式冷水 (热泵) 机组》(以下简称“JB/T 4329-1997”) 给出的冷凝器侧冷却水进水温度的经验

公式计算^[9,10],即:

$$t_{we}(x) = 0.145x + 15.5 \quad (5)$$

式中 $t_{we}(x)$ —— 冷凝器侧冷却水进水温度, °C
 x —— 部分负荷制冷量百分数

计算出的冷凝器侧进水温度必须加上冷凝器侧污垢修正温差才是该负荷点的实际测试工况,此时的蒸发器侧出水温度需要减去该负荷点蒸发器侧对应的污垢修正温差。部分负荷工况见表 2,表 3 给出了由式 (5) 计算得到的额定部分负荷点冷凝器侧进水温度以及与表 2 所给冷凝器侧进水温度的偏差。

表 2 部分负荷工况^[7]

	名称	部分负荷规定 工况 IPLV
蒸发器	100% 负荷出水温度 (°C)	7
	流量 [m ³ / (h·kW)]	0.172
	污垢系数 (m ² ·°C / kW)	0.018
水冷式冷凝器	100% 负荷进水温度 (°C)	30
	75% 负荷进水温度 (°C)	26
	50% 负荷进水温度 (°C)	23
	25% 负荷进水温度 /°C	19
	流量 [m ³ / (h·kW)]	0.215
	污垢系数 (m ² ·°C / kW)	0.044

表 3 冷凝器侧进水温度比较

额定部分负荷百分比 (%)	100	75	50	25
表 2 工况理论值 (°C)	30	26	23	19
式 (5) 计算结果 (°C)	30	26.375	22.75	19.125
计算结果与理论值偏差 (°C)	0	0.375	-0.25	0.125

由表 3 可知,式 (5) 计算结果与表 2 工况值有一定偏差,这种节点偏差会在节点附近不同程度的带来偏差,为了避免这种偏差引入的测量误差,基于表 2 所给标准部分负荷工况,建议采用分段线性插值函数或 Lagrange 插值函数来描述冷却水进水温度以提高测试精度。由表 2 所给部分负荷工况值,可拟合得到冷却水进水温度随负荷百分数变化的分段线性插值函数,即:

$$t_{we}(x) = \begin{cases} 23 - 0.16(50 - x) & 25 \leq x \leq 50 \\ 26 - 0.12(75 - x) & 50 \leq x \leq 75 \\ 30 - 0.16(100 - x) & 75 \leq x \leq 100 \end{cases} \quad (6)$$

基于表 2 所给数据,还可以拟合得到冷却水进水温度随负荷百分数变化的 Lagrange 插值多项式,即:

$$t_{we}(x) = \sum_{k=0}^3 t_k l_k(x) \quad (7)$$

其中

$$l_k(x) = \frac{(x - x_0) \cdots (x - x_{k-1})(x - x_{k+1}) \cdots (x - x_n)}{(x_k - x_0) \cdots (x_k - x_{k-1})(x_k - x_{k+1}) \cdots (x_k - x_n)}$$

式中 $l_k(x)$ —— 节点 x_k 上的三次插值基函数

x_k —— 标准部分负荷百分数

t_k —— 标准部分负荷百分数 (25, 50, 75 和 100) 对应的冷却水进水温度值 (19, 23, 26 和 30°C)。

将任意部分负荷百分数 (25%~100%) 代入式 (6) 或 (7) 均可以得到相应的冷却水进水温度。

图 2 给出了式 (5)~(7) 所描述的冷却水进水温度随负荷百分数变化曲线,由图 2 可知,节点 (25, 19°C), (50, 23°C), (75, 26°C) (见图 2 中实心圆点) 以及节点附近,与式 (6) 和 (7) 所描述的曲线相比,经验公式 (5) 有显明的偏差,而式 (6) 和 (7) 所描述的曲线在节点处偏差则为零。因此,采用分段线性插值函数或 3 次 Lagrange 插值多项式求解部分负荷点冷却水进水温度较为合理。

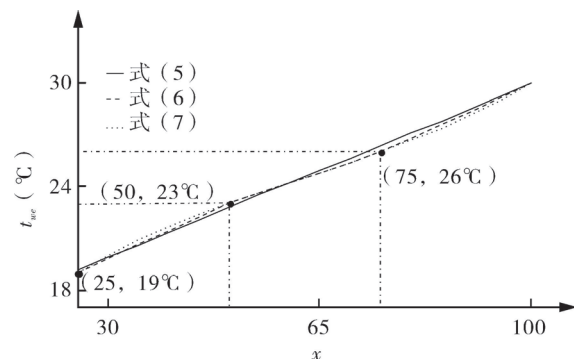


图 2 冷却水进水温度随负荷百分数变化曲线

3.2 部分负荷工况测试方法

GB/T 18430.1-2007 中给出了不能卸载或能在标准部分负荷点 (100%, 75%, 50% 或 25%) 运行机组的详细测试及计算方法,对于不能在标准部分负荷点 (75%, 50% 或 25%) 运行但能在其它部分负荷点 (如 90%, 65% 或 38% 等) 运行的机组,目前行业内主要采用以下 2 种方案进行测试和计算。

(1) 方案一:采用文献 [7] 附录 E 中计算示例所描述的插值法,即:机组不能在标准部分负

荷点 75% 和 50% 运行, 仅能在 72.3% 和 39% 负荷点运行, 且机组最小运行负荷为 39% 负荷点, 则 72.3% 负荷点测试时采用 75% 负荷的工况条件, 39% 负荷点测试时采用 50% 负荷的工况条件, 然后利用 100% 负荷点和 72.3% 负荷点插值计算 75% 负荷点的性能系数, 利用 72.3% 负荷点和 39% 负荷点插值计算 50% 负荷点的性能系数, 25% 负荷点的性能系数则采用 CD 法计算。

(2) 方案二: 采用文献 [10] 中所描述的方法进行测试, 以文献 [7] 附录 E 测试机组为例, 即: 机组不能在标准部分负荷点 75% 运行, 但能在 72.3% 负荷点运行, 则采用式 (5) 计算 72.3% 负荷点的工况, 然后在该工况下运行 72.3% 负荷点, 并测量其性能系数, 最后运用 100% 负荷点和 72.3% 负荷点插值计算 75% 负荷点的性能系数; 机组不能在标准部分负荷点 50% 运行, 但能在 39% 负荷点运行, 采用式 (5) 计算 39% 负荷点的工况, 然后在该工况下运行 39% 负荷点, 并测量其性能系数, 最后运用 72.3% 负荷点和 39% 负荷点插值计算 50% 负荷点的性能系数。

表 4 给出了方案一中所描述的冷凝器侧冷却水进水温度的偏差。

表 4 方案一工况偏差

描述情况	情况 1	情况 2	情况 3	情况 4	情况 5	情况 6
运行工况 (%)	75	75	75	50	50	50
实际负荷 (%)	72.3	65	55	47	39	30
运行工况 进水温度 (°C)	26.00	26.00	26.00	23.00	23.00	23.00
实际负荷 进水温度 (°C)	25.98	24.92	23.48	22.31	21.16	19.85
运行工况 与实际负荷 进水温差 (°C)	0.02	1.08	2.52	0.69	1.84	3.15

由表 4 中可知, 在实际部分负荷点接近其所采用的标准负荷点工况时, 算例中的处理方法误差较小 (如情况 1 偏差为 0.02°C 和情况 4 偏差为 0.69°C), 即实际工况点冷却水进水温度与运行工况负荷点冷却水进水温度差值较小, 但当实际部分负荷点偏离其所采用的标准负荷点工况较多时, 方案一会导致较大误差 (如情况 3 偏差为 2.52°C 和情况 6 偏差为 3.15°C), 最终会导致部分负荷点性能测试不准确, 影响对测试结果的判定。表 4 中实际负荷进水温度均由式 (5) 计算得到。

方案二测试前需要预估冷水机组的卸载能力, 并根据预估的卸载能力试运行工况点, 同时在测试过程中找出偏差, 再预估一个更接近机组实际卸载负荷点的工况, 再进行测试, 最终经过反复测试算出真实值, 与方案一相比, 该方案虽然较为麻烦, 但其测试结果能更加合理的反映机组的实际运行情况。因此, 为了尽可能的避免测量误差, 建议采用方案二进行部分负荷工况的测试。

在进行部分负荷工况测试时, 还需要注意以下 3 点:

(1) GB/T 18430.1-2007 在 4.3.3 和 5.4 条中给出了名义制冷的相关判定条件, 并没有给出污垢修正后 100% 负荷点的判定条件, 因此, 考虑污垢修正后, 100% 负荷实测制冷量小于额定制冷量的 95%, 并不能判定为不合格, 100% 负荷点测试得到的 COP 仅作为 IPLV 计算的一个加权值, 且 100% 负荷点的 COP 在 IPLV 计算时其权重为 2.3%, 部分负荷性工况考核指标是 IPLV, 并非某个负荷点的 COP。

(2) GB/T 18430.1-2007 指出, 部分负荷试验时, 75%, 50% 和 25% 负荷点的实测制冷量是在各负荷点名义制冷量的 $\pm 2\%$ 以内有效, 这与文献 [12] 中第 5.4.1.4.1 条给出的解释相似, 尽管文献 [11] 在 Table 12 Note 2 补充说明了是名义制冷量的 $\pm 2\%$, 但正文内容明显会导致误解。实际测试过程中, 按标准中各负荷点名义制冷量的 $\pm 2\%$ 很难达到, 特别是制冷量较小的机组, 因此, 测试时该偏差均取名义制冷量的 $\pm 2\%$, 建议 GB/T 18430.1-2007 将 “75%, 50% 和 25% 负荷点的实测制冷量是在各负荷点名义制冷量的 $\pm 2\%$ 以内有效” 调整为 “75%, 50% 和 25% 负荷点的实测制冷量是在名义制冷量的 $\pm 2\%$ 以内有效”。

(3) CD 法计算部分负荷点 COP 时, GB/T 18430.1-2007 在式 (4) 中规定: Q_{FL} 为满负荷制冷量 (kW), Q_{PL} 为部分负荷制冷量 (kW)。此处容易引起误解, 建议采用 GB/T 17758-2010 的解释方式, 即 Q_{FL} 为名义制冷量 (明示值, kW), Q_{PL} 为部分负荷制冷量 (实测值, kW)。

4 结论

(1) 分析了冷水机组性能测试过程中容易出现的问题, 并对其进行了详细的解析。

(2) 基于标准负荷点工况的冷却水进水温度, 推导了计算冷凝器侧冷却水进水温度的分段线性插值函数和 3 次 Lagrange 插值多项式, 结果表明: 采用分段线性插值函数和 3 次 Lagrange 插值多项式求解部分负荷点冷却水进水温度较为合理。

(3) 分析了目前主要采用的 2 种部分负荷测试工况方案, 结果表明: 方案一测试简单, 测试后计算结果误差较大; 方案二测试与实际情况较为接近, 其测试后计算结果也比较符合实际情况。为了更加准确的测试机组的部分负荷性能, 建议采用方案二。

参考文献

- [1] 潘亚梅. 干湿球温度在国标允差内变化对风管送风式热泵性能影响的研究 [D]. 南京: 南京师范大学, 2015.
- [2] 张忠斌. 基于性能曲面和权重分析的干湿球温度允差修正研究 [D]. 南京: 东南大学, 2014.
- [3] 张秀平, 田旭东, 钟根仔, 等. 水冷冷水机组能效特性变化规律的研究 [J]. 流体机械, 2008, 36 (10): 54-57.
- [4] GB/T 18430.1-2001, 蒸气压缩循环冷水 (热泵) 机组工商业用和类似用途的冷水 (热泵) 机组 [S].

北京: 中国标准出版社, 2000.

- [5] 制冷设备产品生产许可证实施细则 -2016 [S].
- [6] GB 19577-2015, 冷水机组能效限定值及能效等级 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2016.
- [7] 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 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- [8] GB/T 10870-2014, 蒸气压缩循环冷水 (热泵) 机组性能试验方法 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2014.
- [9] JB/T 4329-1997, 容积式冷水 (热泵) 机组 [S]. 北京: 机械科学研究院出版社, 1997.
- [10] 包继虎, 曹晨, 李同彪, 等. 国际允差对水冷式机组性能影响的研究 [J]. 流体机械, 2017, 45 (12): 80-84.
- [11] 商允恒, 张秀平, 钟瑜, 等. 单元式空气调节机 IPLV (C) 测试中插值计算方法的研究 [J]. 制冷与空调, 2008, 8 (4): 32-35.
- [12] AHRI 550/590-2015 Performance Rating of Water-Chilling and Heat Pump Water-heating Packages Using the Vapor Compression Cycle [S]. Arlington, VA, USA: AHRI, 2016.

作者简介: 包继虎 (1977-), 男, 博士, 主要从事制冷空调产品检测技术研究, 通讯地址: 230031 安徽合肥市长江西路 888 号合肥通用机械研究院有限公司, E-mail: tiger0203@163.com.

(上接第 77 页)

(3) 当转速一定时, 膨胀比增大, 质量流量增大, 在一定范围内质量流量和膨胀比成线性关系。

(4) 转速的改变对流量几乎没有影响, 转速的减小可使最大效率点向小膨胀比的方向移动。

参考文献

- [1] 付豹. EAST 氨制冷机气体轴承氨透平膨胀机研制 [D]. 北京: 中国科学院大学, 2015.
- [2] 李艳, 李海波, 顾春伟. 有机工质离心透平气动设计与变工况性能预测 [J]. 工程热物理学报, 2013, 34 (1): 63-66.
- [3] 王仲奇, 秦仁. 透平机械原理 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1981: 143-147
- [4] 谭鑫, 李银各, 林显巧, 等. 离心式透平的变工况特性研究 [J]. 工程热物理学报, 2016, 37 (6): 1201-1207.

- [5] 韩中合, 吴伟铭, 王智. 有机朗肯循环向心透平变工况特性与调节方式研究 [J]. 汽轮机技术, 2014 (6): 417-420.
- [6] Qiu X, Baines N. Performance prediction for high pressure-ratio radial inflow turbines [C]. ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, 2007: 945-956.
- [7] Sauret E, Gu Y. Three-dimensional off-design numerical analysis of an organic Rankine cycle radial-inflow turbine [J]. Applied Energy, 2014, 135 (C): 202-211.
- [8] 舒士甄. 叶轮机械原理 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1991: 172-175
- [9] 李燕生, 陆桂林. 离心透平与离心压缩机 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1987: 151-157.

作者简介: 李晓明 (1993-), 男, 博士研究生, 主要研究方向为低温叶轮机械, 通讯地址: 100190 北京市海淀区中关村东路 29 号中国科学院理化研究所, E-mail: lixiaoming@mail.ipc.ac.cn.