文章编号:0253 - 4339(2015) 05 - 0001 - 09 **doi**:10.3969/j.issn.0253 - 4339.2015.05.001

R32 涡旋压缩机两相喷射制冷系统的设计与控制

杨明洪 王宝龙 石文星 李先庭

(清华大学建筑学院建筑技术科学系 北京 100084)

摘 要 R32 涡旋压缩机存在排气温度过高的问题,利用两相制冷剂喷射可降低排气温度同时提升性能。基于经济器系统,提 出了 R32 涡旋压缩机的两相喷射制冷系统,利用模拟仿真对其设计和控制方法进行了研究。从压缩机的角度,分析了喷射口等 效直径对两相喷射压缩机性能的影响,并指出了两相喷射时喷射压力和喷射干度的优化方向。通过对两相喷射系统的模拟分 析,在系统层面上对中间换热器的换热能力进行了优化配置和对中间喷射压力进行了优化控制,并提出根据排气温度来确定最 优中间压力的方法,即将排气温度控制为 135 ℃对应的中间压力为最优中间压力。经过优化后的两相喷射系统,不仅解决了排 气温度过高的问题,而且能够提升制冷量 7.1% ~11.4%,提升 COP 2.6% ~6.2%。

关键词 两相喷射;R32;涡旋压缩机;中间压力;喷射干度

中图分类号:TB652;TB61⁺2

文献标识码:A

Design and Control of R32 Two-phase Refrigerant Injection System Utilizing Scroll Compressor

Yang Minghong Wang Baolong Shi Wenxing Li Xianting

(Department of Building and Science, Tsinghua University, Beijing, 100084, China)

Abstract To overcome the disadvantage of high discharge temperature in R32 compressor, two-phase refrigerant injection was proposed to decrease discharge temperature as well as improve system performance in severe conditions, and an improved injection system with e-conomizer was proposed to realize two-phase injection. Based on the validated dynamic distributed parameter model of R32 scroll compressor, the optimization of heat transfer capability of internal heat exchanger and intermediate pressure according to system performance and discharge temperature were discussed. Through the optimized design and control of the two-phase injection system, the cooling capacity was enhanced by 7.1% - 11.4% and COP was improved by 2.6% - 6.2%.

Keywords two-phase injection; R32; scroll compressor; intermediate pressure; injection quality

随着 HCFCs 制冷剂淘汰进程的加速,寻找和发展其替代制冷剂成为了当前制冷空调行业的重要任务^[1]。制冷剂 R32 虽然具有轻微的可燃性(A2L 类),但是 GWP 值适中(675)、ODP 为0,而且具有工作压力与 R410A 相近、充注量小、热工性能良好和价格便宜等优点^[2]。此外,从全生命周期气候性能评价的角度来看,R32 的当量碳排放量甚至低于 GWP 接近 1 的制冷剂 R1234yf 和 R290^[3]。因而,在制冷空调和热泵领域,R32 已经被视为一种重要的中长期 潜在替代制冷剂。

然而,R32系统的压缩机排气温度比 R410A 系 统通常高出 10~20℃^[4]。排气温度过高会加速压缩

机中润滑油的裂化,降低系统的可靠性。在压缩比较高的工况下,如较高环境温度下制冷和较低环境温度下制热,由于排气温度过高,压缩机无法正常工作,由此导致 R32 压缩机的运行范围较 R410A 压缩机显著缩小。降低 R32 压缩机的排气温度同时提高 R32 系统在较高压缩比工况下的性能,对于推广和促进 R32制冷剂的应用具有重要意义。

除去两相吸气技术^[5]外,向压缩机的压缩中段 喷入冷却介质,包括润滑油、水(空压机)和制冷剂 (制冷压缩机)等,是解决大型压缩机排气温度过高 的常用技术手段^[6-7]。补气和喷液技术是近些年在 涡旋压缩机中得以较快发展的性能调节技术手段。

- 1 -

收稿日期:2015年12月23日

基金项目:国家自然科学基金(51006059)和国家杰出青年基金 (51125030)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51006059) and the National Science Foundation for Distinguished Young Scholar of China(No. 51125030).)

补气和喷液分别指将气体或液体制冷剂喷入压缩机 中间压缩腔的技术。大量的研究已经表明,补气能够 显著提高系统在恶劣工况下的容量和 COP,同时能 够一定程度降低排气温度,但降低效果有限^[8-9]。液 体制冷剂的比焓较低,因此喷液能够为压缩机提供更 好的冷却效果,从而显著降低排气温度^[10-11],但喷液 对系统性能的影响很小^[12]。

两相制冷剂喷射能够兼有补气和喷液的优点, 在有效降低排气温度的同时提升系统在恶劣工况 下的性能。Park Y C 等^[13]通过实验对比研究了采 用两相喷射和无喷射的 R22 压缩机性能,结果表明 喷射干度为 0.9 的两相喷射能够将压缩机排气温 度降低 10 ~ 20 ℃, 同时提升 COP 达到 5% ~ 13%。 Lee H 等^[14]从理论上分析了通过多级两相喷射实现 气态制冷剂沿饱和线压缩循环的特性,结果表明单级 两相喷射可以使得系统的制冷 COP 提升 10.56% ~ 15.42%, 而三级两相喷射则可以将制冷 COP 提 升 15.36%~22.42%,而且压缩比越大的工况性能 提升越多。Wang BL等^[15]通过模拟分析了喷射比 焓对压缩机性能的影响,结果表明喷射比焓的降低 有助于降低压缩机的排气温度和功耗。Wang B L 等[16]还对比研究了两相吸气、喷液和两相喷射对提 升R32 涡旋压缩机运行范围的影响,结果表明,相

较于两相吸气和喷液,两相喷射除了能够有效提升 压缩机运行范围外,同时能明显提升系统的制冷量 和 COP。

基于此,本文研究 R32 涡旋压缩机两相制冷 剂喷射系统的实现方法,并基于各项参数对性能 的影响,提出压缩机和系统的优化设计和运行控 制方法。

1 研究方法

1.1 两相喷射系统

本研究提出的两相制冷剂喷射循环示意图如图 1 所示。该喷射系统与换热式经济器系统相似,在传 统制冷系统的基础上增加了一个中间换热器作为经 济器。冷凝器出口的部分液体通过经济器膨胀阀节 流后,在中间换热器与主回路制冷剂换热,然后通过 喷射进入压缩机中间压缩腔。

但该系统经济器膨胀阀的控制与经济器系统则 有所不同:对于中低压缩比的工况,排气温度相对较 低,运行普通补气模式,可以根据喷射制冷剂过热度 来调节经济器膨胀阀来控制中间压力,即采用气体喷 射提高系统性能;对于高压缩比的工况,排气温度超 出安全值,以排气温度为控制目标,采用两相喷射降 低排气温度。





1.2 两相喷射压缩机动态仿真模型

为研究两相制冷剂喷射对涡旋压缩机内部参数的影响,必须建立可应用于两相喷射的动态分布参数涡旋压缩机模型。本文采用笔者建立且经过验证的数学模型^[16-17],该模型包含了从吸气、 压缩到排气的全过程,同时考虑了压缩机内部传 热和内部泄漏的影响。模型示意图如图2所示, 模型能够较高精度地模拟 R32 涡旋压缩机的性 能,其中制冷量的误差在5% 以内,功耗的误差在 7%以内。

1.3 两相喷射系统稳态仿真算法

由于压缩机动态特性的时间常数比制冷系统动 态响应的时间常数要低 2~3个数量级,在压缩机的 一个工作周期内,其质量和能量的动态特性不能在系 统中得以反映。因此,两相喷射系统的仿真可采用稳 态模型。对于动态压缩机模型,将输出的动态参数时 均化之后,便可与两相喷射系统模型对接。两相喷射 系统的稳态仿真算法流程图如图 3 所示。





1.4 评价指标

为描述制冷剂喷射量 m_{inj} 和中间压力 p_{int} 等控制 指标对 R32 制冷系统性能的影响,以及系统采用两 相喷射后的性能(制冷量和 COP)相对于未采用喷射 时的性能差异,特给出如表1 所示定义。

1.5 模拟对象

在本研究中,采用图1所示的两相制冷剂喷射系 统的系统形式,其压缩机为低压腔涡旋压缩机,其主 要参数如表2所示。



图 3 两相喷射系统稳态仿真算法示意图

Fig. 3 Flow chart of two-phase injection system simulation

Tab. 1 Definitions of evaluating parameters						
	参数	定义式	定义	备注		
控制 参数	喷射比α	$\alpha = \frac{m_{\rm inj}}{m_{\rm eva}}$	喷射制冷剂流量与蒸发器制冷剂 流量之比	m _{inj} :喷射制冷剂流量,kg/s m _{eva} :蒸发器中制冷剂流量,kg/s		
	相对中间压力 (相对喷射压力)β	$\beta = \frac{p_{\rm int}}{\sqrt{p_{\rm suc} p_{\rm dis}}}$	中间压力与吸、排气压力的几何平 均值之比 ^[18]	p _{suc} : 压缩机吸气压力, kPa p _{dis} : 压缩机排气压力, kPa		
性能 参数	相对制冷量 φ_{Qe}	$\varphi_{\rm Qe} = \frac{Q_{e}'}{Q_{e}}$	相同工况下,喷射系统与未采用喷 射系统的制冷量之比	$Q_{e'}$: 采用喷射系统的制冷量,kW Q_{e} : 未采用喷射系统的制冷量,kW		
	相对 COP $arphi_{ ext{COP}}$	$\varphi_{\rm COP} = \frac{\rm COP'}{\rm COP}$	相同工况下,喷射系统与未采用喷 射系统的 COP 之比	COP':采用两相喷射系统的制冷量 COP:未两相喷射系统的制冷量		

两相喷射系统的模拟中,冷凝器和蒸发器的大小 用换热面积与换热系数之积 UA 值来表征,分别为 2.4 kW/℃和2.0 kW/℃。冷凝器侧采用空气冷却, 其质量流量为2.8 kg/s;蒸发器侧的载冷剂为30%体 积浓度的乙二醇溶液,其质量流量为1.1 kg/s。在系 统模拟中,认为冷凝器出口过冷度保持在3℃,蒸发 器出口过热度保持在5℃。模拟分析的三个系统工 况是,冷凝器入口空气温度为40℃,蒸发器入口的载

表 1 评价指标的定义 Fab. 1 Definitions of evaluating parameters

冷剂温度分别为5℃、0℃和-5℃的工况。

2 各项参数对两相喷射压缩机的影响

两相喷射压缩机喷射参数的设计是两相喷射系 统的设计关键。从压缩机的角度来看,喷射口的大小 和喷射压力影响着喷入的制冷剂的流量,而喷入的制 冷剂干度代表了喷入制冷剂的状态。研究两相喷射 时喷射口大小、喷射压力和喷射干度对压缩机性能的

影响,有利于指导两相喷射系统的设计和控制。

表 2 压缩机主要参数

Tab. 2 K	Ley parame	ters of the	scroll compre	essor
----------	------------	-------------	---------------	-------

项目	数值
基圆半径/mm	3.36
涡旋体壁厚/mm	5. 49
涡旋体高度/mm	40. 60
涡旋圈数	3.00
排气量/(m ³ /h)	23. 10
制冷剂	R32

2.1 喷射孔直径

在喷射系统中,喷射孔的位置和直径对系统的性 能都有直接影响。前期的研究已经表明,喷射口的最 佳位置位于压缩腔开始处^[15]。本研究中,在喷射口 位于最佳位置的前提下,研究喷射口大小对两相喷射 系统性能的影响。

图 4 所示为冷凝温度为 55 ℃、蒸发温度分别为 -5 ℃/-10 ℃/-15 ℃的三个工况下,保持相对喷 射压力为 1.0、喷射干度为 0.7 时,系统的压缩机排 气温度、喷射比、相对制冷量和相对 COP 随喷射孔当 量直径的变化。可以看出,喷射比随着喷射孔当量直 径的增加而增加,即喷射进入压缩腔的两相制冷剂流 量增加。喷射的制冷剂在中间换热器的换热可以增 大蒸发器进出口焓差,从而提高制冷量。喷入压缩腔 内的两相喷射冷剂能够迅速降低腔内制冷剂的温度, 从而有效降低排气温度。当喷射孔当量直径小于 6 mm 时,随着当量直径的增大,喷射比快速增加,同时 排气温度快速下降且制冷量和 COP 明显提高。当喷 射孔当量直径大于 6 mm 时,随着当量直径的增大, 喷射比的增加明显趋缓,在进一步降低排气温度和提 升性能方面的效果有限。从排气温度来看,喷射孔当 量直径大于等于 6 mm 时,喷射干度为 0.7 可以满足 三个蒸发温度工况下的排气温度都低于 135 ℃。

对于喷液型压缩机,为避免过量液体意外进入压 缩腔并保持较高的压缩机效率,喷射孔一般设置较 小,与本研究压缩机相近容量的喷液压缩机喷液孔直 径一般不超过3 mm;对于补气压缩机,为了减少流动 阻力和增加喷射量,喷射孔应尽量大^[15]。通过前述 分析可知,两相喷射压缩机的喷射孔也应尽量大,喷



图 4 喷射孔当量直径对压缩机性能的影响($\beta = 1.0, x_{inj} = 0.7$) Fig. 4 Effects of equivalent diameter of injection port on compressor performance 液型压缩机喷射孔的大小不能满足两相喷射型压缩 机的要求,会造成性能大大降低。但为了避免两相喷 射时过多液体制冷剂意外进入压缩腔,同时考虑到喷 射孔的大小受到涡旋体壁厚的限制,喷射孔径存在合 理取值范围。

对于本例采用的压缩机, 喷射孔当量直径为6 mm时,此时蒸发温度为-5℃、-10℃和-15℃的 三个工况排气温度均低于135℃, 且系统 COP 提升 分别达到6.9%、10.4%和14.4%, 可以将优化后的 喷射孔直径定为6 mm。

2.2 喷射压力和喷射干度

图 5 所示为蒸发、冷凝温度和分别为 – 10 ℃和 55 ℃的工况下,喷射压力和干度对压缩机排气温度、 喷射比、相对制冷量和相对 COP 的影响。由于系统 中主路和喷射支路的换热能力存在极限值(此时经 济器出口主回路制冷剂温度已趋近喷射回路制冷剂 饱和温度),图中右上角喷射压力和干度都较大区 域,无法在系统中实现。由此可以看出,随着喷射压 力的升高和喷射干度的降低,压缩机的排气温度下降 且喷射比上升。喷射压力的上升导致喷射制冷剂流 量增加,而喷射干度的降低意味着喷入的液体制冷剂

流量增加,两者均有利于压缩腔内制冷剂的冷却。但 需要注意的是,制冷量受喷射压力的影响较大,受喷 射干度的影响很小,这一点较难理解。其实制冷量的 上升主要是由中间换热器中主路和支路的换热造成 的,换热量的大小反映在气体制冷剂的流量上,与液 体制冷剂流量关系很小。当喷射压力一定时,虽然喷 射液体和气体制冷剂的质量流量比相差不大,但气体 和液体数百倍的密度差导致气体的体积流量要比液 体的体积流量大很多,由此导致喷射压降主要由气体 制冷剂消耗。因此在相同喷射压力而不同喷射干度 时,喷射回路的气体制冷剂流量相差不大而液体制冷 剂显著不同,由此导致制冷量相差不大而冷却效果 (排气温度)相差显著。此外,在喷射压力大且喷射 干度低的区域,喷入压缩腔的液体制冷剂较多,导致 压缩腔内制冷剂温度和涡旋壁温度下降明显,能够在 一定程度上降低压缩腔内制冷剂的泄漏量,从而略微 提升制冷量。喷射压力上升有利于提升系统制冷量, 而喷射于度下降有利于降低压缩机的压缩功,因而喷 射系统 COP 朝着喷射压力增大且喷射干度降低的方 向增加。

从压缩机的角度来看,在冷凝温度和蒸发温度一



图 5 喷射压力和干度对压缩机性能的影响($T_e = -10 \ \ C$, $T_e = 55 \ \ C$) Fig. 5 Effects of injection pressure and refrigerant quality on compressor performance

— 5 —

定的情况下,两相喷射系统的控制优化应该朝着喷射 压力高且喷射干度低的方向。但从系统层面来看,高 喷射压力、低喷射干度的工况下喷射比非常大,压缩 机排气流量大大增加,从而导致系统的冷凝温度升 高,实际性能可能降低。实际在系统层次上,压缩机 中多喷入的液体制冷剂对系统 COP 的提升非常有 限,甚至会造成一定程度下降^[19]。此外,过量的液体 制冷剂进入压缩腔内,还会造成润滑油泡沫化和增大 液击风险,降低了压缩机的可靠性。因此,实际系统 的设计和控制应该朝着喷射压力和喷射干度都尽量 高的方向。在该工况下,为了使得排气温度不超过 135 ℃,喷射压力和干度应该控制在图5中所示的排 气温度为135℃的等高线以内的右下角范围。结合 喷射干度尽量高且系统 COP 最优的原则,两相喷射 压缩机的理想喷射点应为排气温度 135 ℃等高线和 由中间换热能力极限造成的喷射区域边界线的交点, 如图 5(d) 中所示。

3 各项参数对两相喷射系统性能的影响

在两相喷射系统中,喷射压力为系统的中间压 力,而喷射干度受中间换热器的大小和中间压力的高 低共同影响,两个参数的控制并非独立的,而是耦合

- 6 -

的。对于不同的工况点,其理想喷射点是不同的。为 了使得两相喷射系统的性能尽可能优化,不同工况点 下两相喷射系统的实际喷射点都应尽可能趋近其理 想喷射点,而其关键便在于中间换热器换热能力的配 置和中间压力的控制。

3.1 中间换热器换热能力

中间换热器的换热能力可以用综合换热系数与 换热面积之积 UA 来表征。换热能力优化的目的是 使得系统在某一确定的换热能力下,不同工况的喷射 点都尽量接近于其理想喷射点。许多前人的实验研 究成果^[18,20]已经表明,喷射系统的最优相对中间压 力在 1.0 附近。本节在此基础上,开展对中间换热器 换热能力的优化配置研究。

图 6 所示为在蒸发器入口载冷剂温度分别为 5 ℃、0 ℃和-5 ℃的三个工况下,系统性能随中间换 热器换热能力的变化。可以看出,随着中间换热器换 热能力的增强,喷射制冷剂干度上升,喷射比下降,排 气温度上升。换热能力超过 0.3 kW/℃后,喷射制冷 剂在中间换热器中经过充分换热后已经完全汽化为 气体,排气温度的控制非常有限。对于系统的蒸发、 冷凝温度,随着中间换热器换热能力的增强,蒸发器



图 6 中间换热器换热能力对系统性能的影响($\beta = 1.0, D_{inj} = 6 \text{ mm}$) Fig. 6 Effects of heat transfer capability of internal heat exchanger on system performance

7

入口焓值降低,因此蒸发温度略微下降;系统的冷凝 温度则受喷射比的影响较大,喷射比越大,排气流量 也越大,冷凝温度则越高。从系统的性能来看,中间 换热器换热能力的增强有利于制冷量和 COP 的提 高,但换热能力超过0.15 kW/℃后,由于换热器的换 热端温差已经非常小,制冷量和 COP 趋近于一个稳 定值。

从压缩机的排气温度来看,为使三个蒸发温度的 工况下排气温度都低于135℃,中间换热器的换热能 力UA应不超过0.2 kW/℃。因此,合理的换热器面 积应介于0.15~0.2 kW/℃。中间换热器UA为0.2 kW/℃时,喷射的制冷剂干度约为0.7,喷射比约为 30%,同时系统的性能也处于较高的水平,因此可将 该系统优化后的中间换热器换热能力定为0.2 kW/℃。

3.2 中间压力

中间压力是两相喷射系统中最重要的控制参数。 本节在优化的中间换热器换热能力的基础上,研究中 间压力对两相制冷剂喷射系统性能的影响。在中间 压力的控制优化中,应当在满足排气温度低于135 ℃ 的前提下,尽量提升系统的能效。

图7所示为在蒸发器入口载冷剂温度分别为5

℃、0 ℃和-5 ℃的三个工况下,系统性能随相对中间压力的变化。图中可以看出,随着相对中间压力的上升,喷射干度下降而喷射比上升,这两者都强化了对压缩腔的冷却,因此压缩机的排气温度降低。但是,当相对中间压力低于 0.96 时,喷射制冷剂流量较小,经过中间换热器换热后已经完全汽化成气体制冷剂,因此对排气温度的降低效果很有限。相对中间压力对蒸发温度的影响非常小,但对冷凝温度影响比较明显。在相对中间压力高于 0.96 后,喷射比的上升比较明显,造成冷凝温度上升了 1~3 ℃。

从系统的性能来看,制冷量随着喷射压力的升高 先增加而后趋于平缓。压缩机功耗受冷凝温度的影 响,导致系统 COP 的变化随工况而异。载冷剂入口 温度为5℃和0℃的工况,随着中间压力的上升,冷 凝温度明显升高,而此时制冷量略微增加或者下降, 因此系统 COP 下降。对于载冷剂入口温度为-5℃ 的工况,压缩机功耗上升幅度较制冷量增加幅度小, 因此导致 COP 略微增加。此外,三种工况下,喷射对 压缩机效率影响不同也是导致 COP 差异的一个主要 原因。该 R32 涡旋压缩机的内压缩比为4.61,载冷 剂入口温度为5℃、0℃和-5℃的三个工况对应的 外压缩比分别约为4.96、5.45和6.07,压缩比越大,



Fig. 7 Effects of relative intermediate pressure on system performance

其欠压缩损失越大,喷入更多的制冷剂有助于减小欠 压缩损失。

为了使得排气温度低于 135 ℃,在载冷剂人口温 度分别为5 ℃、0 ℃和 - 5 ℃的三个工况下,其相对中 间压力应分别不低于 0.97、0.99 和 1.00。以系统 COP 最优为目标,前两个工况的 COP 随着喷射压力 上升而降低,最优相对中间压力可分别取 0.97 和 0.99,即将排气温度控制为 135 ℃对应的压力;对于 载冷剂入口温度为 - 5 ℃的工况,提升中间压力有助 于减小欠压缩损失,但其对 COP 的提升非常有限,最 优相对中间压力也可以取对应排气温度为 135 ℃的 1.00,该结果与前述两相喷射压缩机理想喷射点的分 析也是相符的。基于此,最优中间压力可以根据排气 温度来确定,即将排气温度控制为 135 ℃对应的中间 压力为最优中间压力。

经过中间换热器大小和中间压力的优化后,在载 冷剂入口温度分别为5℃、0℃和-5℃的三个工况 下,两相制冷剂喷射系统不仅解决了无喷射系统排气 温度过高的问题,而且三个工况制冷量的提升分别达 到7.1%、9.3%和11.4%,而系统 COP的提升则分 别达到2.6%、3.8%和6.2%。

4 总结

第36卷第5期

2015年10月

R32系统中存在压缩机排气温度过高的问题,利 用两相制冷剂喷射能降低排气温度同时提升系统性 能。本文研究了R32涡旋压缩机两相制冷剂喷射系 统的实现方法,并基于各项参数对性能的影响,提出 压缩机和系统的优化设计和运行控制方法。研究结 论如下:

 1)喷射孔当量直径过小会对两相制冷剂喷射系 统性能有较大限制,喷液型压缩机喷射孔的大小不能 满足两相喷射型压缩机的要求。本文采用的压缩机 优化后的喷射孔当量直径为6 mm。

2) 从压缩机的角度来看,高喷射压力、低喷射干 度有利于提升制冷量,但从系统层面来看,低喷射干 度会造成冷凝温度上升,并且降低了压缩机的可靠 性。因此两相喷射系统应该朝着高喷射压力且高喷 射干度的方向进行,其理想喷射点应为排气温度 135 ℃等高线和由中间换热能力极限造成的喷射区域边 界线的交点。

3) 与经济器系统中间换热器面积应越大越好不同,两相制冷剂喷射系统存在换热器面积合理范围。 本研究中中间换热器的最优 UA 值为 0.2 kW/℃。

4)优化设计的两相制冷剂喷射系统,将排气温 度控制为最高限值(135 ℃)的中间压力即为能效最 优中间压力。

5)采用经过优化的两相喷射系统,不仅可有效 控制 R32 涡旋压缩机排气温度,而且能够提升制冷 量 7.1%~11.4%,提升 COP 2.6%~6.2%。

参考文献

- [1] 史琳,朱明善. 家用/商用空调用 R32 替代 R22 的再分析[J]. 制冷学报, 2010,31(1): 1-5. (Shi Lin, Zhu Mingshan. Re-analysis on using R32 to substitute for R22 in household/commercial air-conditioning [J]. Journal of Refrigeration, 2010,31(1): 1-5.)
- [2] 杨申音,王勤,唐黎明,等.常规空调热泵系统的 R32 替代研究述评[J].制冷学报,2013,34(6):59-68.
 (Yang Shenyin, Wang Qin, Tang Liming, et al. A review of the application of R32 on air conditioners and heat pump systems [J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(6):59-68.)
- [3] Yan C, Xu H, Watts S, et al. R32 scroll compressors technology[C]//International Compressor Engineering Conference. Purdue, 2012.
- [4] 矢岛龙三郎,吉见敦史,朴春成,等.降低 R32 压缩机 排气温度的方法[J].制冷与空调(北京),2011,11
 (2):60-64. (Yajima Ruzaburo, Yoshimi Atsushi, Piao Chuncheng, et al. Measures to reduce the discharge temperature of R32 compressor [J]. Refrigeration and Airconditioning, 2011, 11(2):60-64.)
- [5] Dutta A K, Yanagisawa T, Fukuta M. A study on compression characteristic of wet vapor refrigerant [C]// International Compressor Engineering Conference. Purdue, 1996:1112.
- [6] Bell I, Lemort V, Braun J, et al. Development of liquidflooded scroll compressor and expander models[C]//International Compressor Engineering Conference. Purdue, 2008:1872.
- [7] Zhao Y, Li L, Wu H, et al. Theoretical and experimental studies of water injection scroll compressor in automotive fuel cell systems[J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46(9): 1379-1392.
- [8] 秦妍,张剑飞. R32 制冷系统降低排气温度的方法研究
 [J].制冷学报, 2012, 33(1): 14-17. (Qin Yan, Zhang Jianfei. Study on the method of reducing discharge temperature of refrigerant system with R32 [J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(1): 14-17.)
- [9] Xu X, Hwang Y, Radermacher R. Performance comparison of R410A and R32 in vapor injection cycles[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(3): 892-903.
- [10] Cho H, Chung J T, Kim Y. Influence of liquid refrigerant injection on the performance of an inverter-driven scroll compressor [J]. International Journal of Refrigeration,

— 8 —

2003, 26(1): 87-94.

- [11] Winandy E L, Lebrun J. Scroll compressors using gas and liquid injection: experimental analysis and modelling[J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25 (8): 1143-1156.
- [12] Wang B L, Li X T, Shi W X, et al. Design of experimental bench and internal pressure measurement of scroll compressor with refrigerant injection [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(1): 179-186.
- [13] Park Y C, Kim Y, Cho H. Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed scroll compressor with refrigerant injection [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(8): 1072-1082.
- [14] Lee H, Hwang Y, Radermacher R, et al. Potential benefits of saturation cycle with two-phase refrigerant injection
 [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 56(1): 27-37.
- [15] Wang B L, Shi W X, Li X T. Numerical analysis on the effects of refrigerant injection on the scroll compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(1): 37-46.
- [16] Wang B L, Yang M H. Evaluation of methods to decrease the discharge temperature of R32 scroll compressor[C]// International Compressor Engineering Conference. Purdue, 2014: 2371.
- [17] Wang B L, Li X T, Shi W X. A general geometrical model of scroll compressors based on discretional initial angles of involute[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(6): 958-966.

- [18] Ma G, Chai Q. Characteristics of an improved heat-pump cycle for cold regions[J]. Applied Energy, 2004, 77(3): 235-247.
- [19] Dutta A K, Yanagisawa T, Fukuta M. An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection [J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24(6): 577-587.
- [20] 王宝龙, 彦启森, 石文星, 等. 制冷剂喷射对涡旋压缩 机制冷系统的影响[J]. 化工学报, 2006, 57(Suppl.): 40-44. (Wang Baolong, Yan Qisen, Shi Wenxing, et al. Influence of refrigerant injection on refrigeration system with scroll compressor[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2006, 57((Suppl.): 577-587.)

通信作者简介

王宝龙,男,博士,副教授,清华大学建筑学院建筑技术科学 系,(010)62786571, E-mail:wangbl@tsinghua.edu.cn。研究 方向:高季节能效的空调热泵技术研究,性能优化的空调制冷 热泵装置模拟,空调用冰、水蓄能系统的优化设计与控制。

About the corresponding author

Wang Baolong, male, Ph. D., associate professor, Department of Building Science, Tsinghua University, +86 10-62786571, Email:wangbl@tsinghua.edu.cn. Research fields: air conditioners and heat pump systems with high seasonal energy efficiency, numerical simulation of air conditioner, refrigeration and heat pump equipment oriented to performance optimization, optimal design and control of the thermal storage system used in HVAC.