

DOI: 10.7652/xjtuxb201403002

丙烷滚动活塞压缩机指示图测量与性能分析

吴建华¹, 李育勇^{1,3}, 王刚¹, 江波², 周杏标², 谢婉²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 广东美的电器股份有限公司, 528311, 广东佛山;

3. 广东产品质量监督检验研究院, 510330, 广州)

摘要: 为了研究制冷剂丙烷(R290)热物理性质对全封闭滚动活塞压缩机内部热物理过程及热力损失分布的影响,在高效工况下,分别利用制冷剂 R22 和 R290 对全封闭滚动活塞压缩机进行了内部动态压力测量和性能实验,并提出了一种分析滚动活塞压缩机指示图的新方法。所提方法将余隙容积内高压气体再膨胀损失分为余隙容积气体的充压损失和余隙容积气体的回流损失,从而将指示图分为 7 个部分。结果表明:R290 替代 R22 后,制冷量、指示功率与输入电功率均有所下降,容积效率略有下降,指示效率和性能系数略有上升,压缩与排气过程中未出现高频压力脉动;排气压力损失有所下降,吸气和压缩过程热损失增加,二者的余隙容积损失接近。该结果可为研究 R290 房间空调器及压缩机提供参考。

关键词: 滚动活塞压缩机;丙烷;指示图;性能分析

中图分类号: TB652 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)03-0006-06

Measurement of Indicated Diagram and Performance Analysis of Propane Rolling Piston Compressor

WU Jianhua¹, LI Yuyong^{1,3}, WANG Gang¹, JIANG Bo², ZHOU Xingbiao², XIE Wan²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Guangdong Midea Electrical Holdings Co. Ltd., Foshan, Guangdong 528311, China;

3. Guangdong Testing Institute of Product Quality Supervision, Guangzhou 510330, China)

Abstract: The measurement of the internal dynamic pressure and performance test of a hermetic rolling piston compressor with R22 and R290 as refrigerant respectively were conducted under the high efficiency condition to investigate the effects of thermophysical properties of propane (R290) on the internal thermodynamic process and thermodynamic loss distribution of the compressor. A new method to analyze the indicated diagram of a rolling piston compressor was proposed. The re-expansion loss of high pressure gas in clearance volume is divided into the supercharging loss and the backflow loss, and thus the indicated diagram can be divided into seven parts by the method. The test results show that with R290 as the substitute of R22, the cooling capacity, indicated power and input electric power decrease, and the volumetric efficiency drops slightly. The indicated efficiency and COP rise slightly, and the high frequency pressure fluctuation during the compression and discharge processes does not exist. In addition, the discharge pressure loss decreases, and the heat losses in the suction and compression processes increase and the clearance loss is almost the same.

Keywords: rolling piston compressor; propane; indicated diagram; performance analysis

收稿日期: 2013-04-12。 作者简介: 吴建华(1963—),男,副教授。 基金项目: 广东省教育部产学研结合资助项目(2011A090200118)。

网络出版时间: 2013-12-19

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20131219.1121.006.html>

滚动活塞压缩机也称旋转压缩机,广泛用于房间空调器,也用于航空、军工等特殊领域。研究滚动活塞压缩机内部热力过程,进一步提高能效的最基本、最重要的实验手段就是指示图(p - V 图)测量与分析。目前,我国年产滚动活塞压缩机近亿台,但对该类型压缩机指示图的测量与分析仍较欠缺^[1-2]。

房间空调器使用的制冷剂 R22 对大气臭氧层有破坏作用,20 世纪 90 年代国际上研发出的替代工质 R410A 的全球温室效应指数(GWP)也比较高。由于自然制冷剂丙烷(R290)具有优良的环境友好性和热力性质^[3],所以《中国家用空调器行业 HCFC-22 淘汰管理计划(第一阶段)》主要支持将房间空调器生产线由 R22 改为 R290,相应的 R290 滚动活塞压缩机内部热力过程与热力损失分布特点需要进行研究^[4]。

R22、R410A 及 CO₂ 滚动活塞压缩机在开发初期,其指示图测量与性能分析的研究较多,但它们仅考虑了余隙容积内高压气体膨胀过程及其对压缩机性能的影响^[5-7]。这些方法在估计余隙容积对滚动活塞压缩机性能影响时,没有从实验得到的指示图中获得相关信息,而是根据所做的假设由简单的理想气体公式估算出余隙容积对制冷量或指示功率的影响。

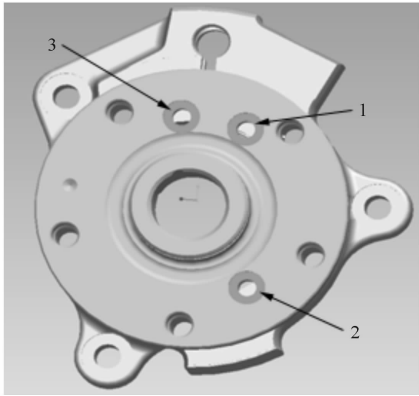
本文提出将余隙容积内高压气体再膨胀损失分为余隙容积气体的充压损失和余隙容积气体的回流损失,将指示图分为 7 个部分,由测量得到的指示图中吸气过程结束(压缩过程开始)时气缸内的压力突调进行估算。本文还全面分析了 R290 滚动活塞压缩机内部热物理过程、热力损失分布及性能等特点,并提出了提高性能的措施。

1 指示图实验装置

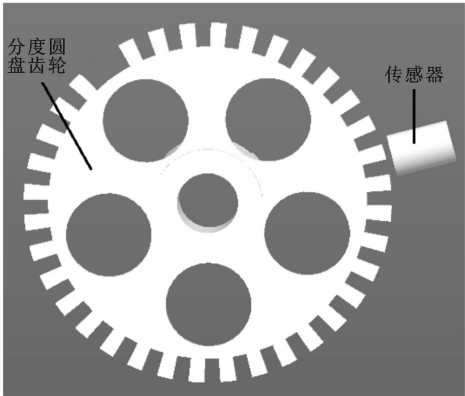
压缩机指示图实验装置主要包括测试压缩机、传感器、放大器、数据采集设备及显示设备。实验用压缩机是一单缸滚动活塞压缩机,气缸直径为 54 mm,行程容积为 20 cm³。由于安装传感器及重复实验的需要,所以对原压缩机壳体及需要安装传感器的零件进行了必要的改动,这些改动不会影响压缩机的内部热力过程与性能。

考虑到全封闭滚动活塞压缩机内部空间小、零件尺寸小、工作温度高、气缸内压力变化快等特性,本文选用了 3 个工作温度范围宽、固有频率高的小型压阻式压力传感器,来测试压缩机气缸内部的动态压力,压力传感器安装位置如图 1a 所示。为了得

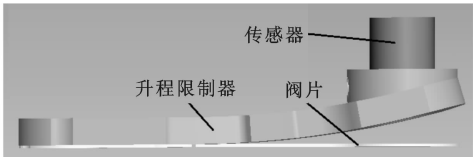
到压缩机工作腔工作过程中的压力与容积的精确对应关系,还需要测量曲轴的转角。压缩机电机转子上方的气体温度较高,所以没有采用编码器,而是安装了分度圆盘齿轮,如图 1b 所示,再用位移传感器测量曲轴转角的变化。受气阀、限位器及消音器空间的限制,本文选用了体积小、灵敏度高、频率响应宽的电涡流式位移传感器,来测量气阀动态位移,如图 1c 所示。实验中采用美国 Kulite 公司 XTL-190M 小型压阻式压力传感器测量压力,选用 AEC 公司 PU07 型涡流位移传感器测量位移,使用 NI 公司 PXI 总线数据采集器 PXI-6255 进行总线数据采集。



1~3:小型压阻式压力传感器
(a)压力传感器的安装位置



(b)转角位移传感器安装位置



(c)气阀位移传感器安装位置

图 1 传感器安装位置示意图

指示图测量是在冷凝温度、蒸发温度、阀前温度(节流器入口温度)、吸气温度及环境温度分别为

46、10、41、18、35℃的工况下进行,同时还需要测量压缩机的性能,制冷压缩机性能测试根据 GB5773-2004 相关规定进行。

由于 R290 的特殊性,所以还需安装气体警报器装置,此装置可根据泄漏量的多少实现分级报警和强制停机。

2 数据处理

数据采集设备采集到的原始电压信号如图 2 所示。此电压信号已经过放大器的放大处理,包括压缩腔压力信号、中间压力信号、吸气腔压力信号、转角及止点信号、气阀位移信号。虽然数据采集程序对采集过程的噪声进行了过滤,但是仍然有一些数据明显偏离正常值。为此,用五点三次法对采集的等距点上的数据进行了平滑处理。

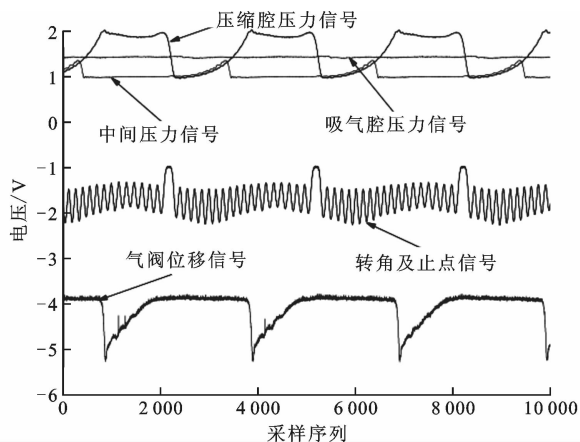


图2 数据采集设备采集到的原始电压信号

3 滚动活塞压缩机指示图分析方法

滚动活塞压缩机的滑片将气缸与活塞间容积分为 2 部分。曲轴带动活塞运动时,一部分容积扩大,吸入工质,另一部分容积减小,压缩或排出工质。活塞旋转到排气口或气缸上斜切口后缘时,排气孔与斜切口内高压气体向气缸内的吸气腔膨胀。膨胀前期(见图 3a),气缸内吸气腔与吸气口连通。余隙容积的气体膨胀一方面会使吸气腔气体压力升高,另一方面会使吸入吸气腔内的气体通过吸气口回流。膨胀后期(见图 3b),由于回流面积很小或已为 0,所以从余隙容积流到压缩腔内的气体只是提高了压缩腔的压力与温度。在这个过程中,吸气腔或其后的压缩腔(即转过 360°后的压缩腔)的容积变化很小,可近似为定容压缩。

除余隙容积内高压气体膨胀外,影响滚动活塞压缩机内部热力过程、冷量系数和指示效率的还有

吸气阻力及吸气气流脉动、排气阻力及排气气流脉动、吸气管内气体及吸气管的传热、吸气腔内气体及气缸的传热、压缩腔内气体及气缸的传热,以及各间隙的泄漏损失。

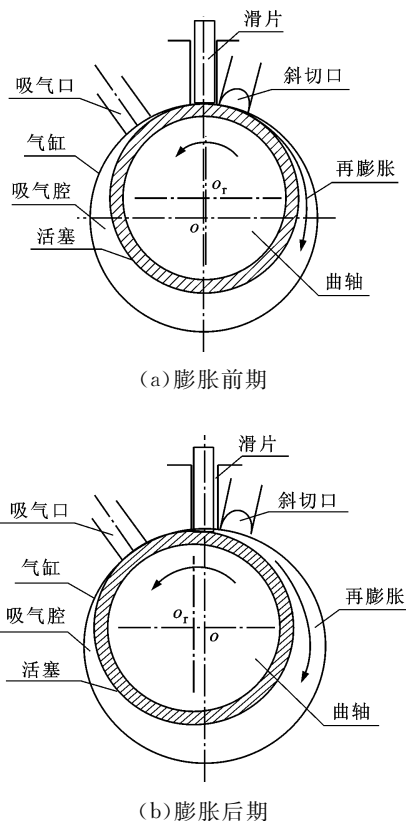


图3 滚动活塞压缩机余隙气体再膨胀过程示意图

滚动活塞压缩机的 $p-V$ 图与往复压缩机明显不同(见图 4),原因一是余隙容积膨胀过程线基本为垂直,二是工作腔容积接近行程容积时内压力出现突跳。

压缩机容积效率可由性能实验测得的制冷量来计算,即

$$\eta_v = \frac{Q_0}{Q_{th}} = \frac{Q_0}{V_h (\bar{n}/60) q_v} \quad (1)$$

式中: Q_{th} 为压缩机理论制冷量, W; Q_0 为压缩机实验测试制冷量, W; V_h 为压缩机行程容积, m^3 ; $\bar{n}$ 为平均转速, $r \cdot \min^{-1}$ 。

压缩机的指示功率可以通过对压缩机压缩腔压力与吸气腔压力积分得到,即

$$P_i = \frac{\bar{n}}{60} \int_0^{V_h} [p_3(\theta) - p_1(\theta)] dV \quad (2)$$

以往的对滚动活塞压缩机性能分析基本上是将指示图分为 5 个部分,即将指示功分为 5 个部分^[2,7],个别的分为 3 个部分^[1]。本文利用 2 条水平等压线和 4 条等熵线 I ~ IV 将指示图分为 7 个部

分,如图4所示,图中: p_{sc} 、 p_{cs} 分别为吸气过程终了且没有受余隙容积内高压气体膨胀影响的吸气腔压力、余隙容积内高压气体膨胀结束而压缩过程开始时的压缩腔压力; p_s 为压缩机名义吸气压力; p_d 为压缩机名义排气压力; V_a 为压缩机实际有效容积;面积①为压缩机绝热压缩理论功;面积②为压缩机吸气过程的压力损失;面积③为排气过程的压力损失;面积④为余隙容积高压气体膨胀引起的回流损失;面积⑤为吸气过程泄漏与传热引起的热损失;面积⑥为余隙容积高压气体膨胀过程对吸气腔及其后压缩腔充入气体所引起的余隙容积充压损失;面积⑦为压缩过程中的热损失。

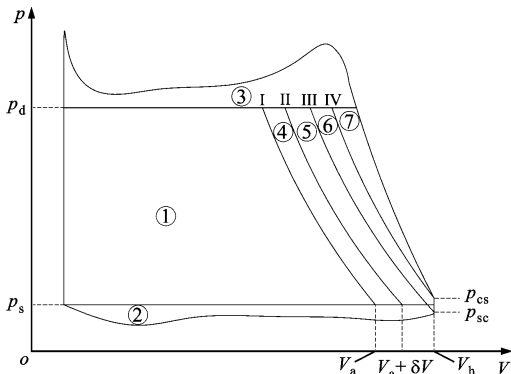


图4 滚动活塞压缩机指示图示意

与文献[2]指示图分为5个部分的相比,本文的分为7个部分的,是将余隙容积增压损失和余隙容积回流损失分别从压缩过程热损失和吸气过程热损失中独立出来,相对于文献[7],是将余隙容积损失从吸气过程热损失中独立出来,并将其再细分为2个部分。这样热力损失划分更细,有利于明确热力损失产生的具体原因。

起点容积为压缩机实际有效容积 V_a 的等熵线I与理想吸气、排气压力线围成的面积,为压缩机绝热压缩理论功,可由压缩机性能实验台测得的压缩机实际制冷量与工况及工质性质计算,即

$$P_{ad} = \dot{m}w_0 = \frac{Q_0}{q_0}w_0 = \frac{Q_0}{\epsilon_0} \quad (3)$$

$$V_a = \frac{60\dot{m}v_1}{\bar{n}} = \frac{60v_1Q_0}{\bar{n}q_0} \quad (4)$$

式中: $\dot{m}$ 为压缩机制冷剂质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; w_0 为循环理论质量比功, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$; q_0 为循环单位质量制冷量, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$; ϵ_0 为循环理论制冷系数; v_1 为压缩机吸气比体积, $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ 。

压缩机吸气过程与排气过程的压力损失分别为

$$\Delta P_s = \frac{\bar{n}}{60} \int_0^{V_h} [p_s - p_1(\theta)] dV \quad (5)$$

$$\Delta P_d = \frac{\bar{n}}{60} \int_0^{V_d} [p_3(\theta) - p_d] dV \quad (6)$$

压缩过程中的热损失为

$$\Delta P_{ch} = \frac{\bar{n}}{60} \int_{p_{cs}}^{p_d} [V_c(p) - V_{s4}(p)] dp \quad (7)$$

余隙容积高压气体膨胀过程对吸气腔及其后压缩腔充入气体所引起的余隙容积充压损失为

$$\Delta P_{cvp} = \begin{cases} \frac{\bar{n}}{60} \left(\int_{p_{sc}}^{p_{cs}} [V_h - V_{s3}(p)] dp + \int_{p_{cs}}^{p_d} [V_{s4}(p) - V_{s3}(p)] dp \right), & p_{sc} \geq p_s \\ \frac{\bar{n}}{60} \left(\int_{p_s}^{p_{cs}} [V_h - V_{s3}(p)] dp + \int_{p_{cs}}^{p_d} [V_{s4}(p) - V_{s3}(p)] dp \right), & p_{sc} < p_s \end{cases} \quad (8)$$

根据压差 $\delta p = p_{cs} - p_{sc}$,可以得到由气缸吸气口回流制冷剂及其在名义吸气工况下的容积 δV 。图4中等熵线II的起点容积就是 $V_a + \delta V$ 。余隙容积内气体引起气缸气体回流带来的指示功率损失

$$\Delta P_{cvV} = \frac{\delta V}{V_a} P_{ad} \quad (9)$$

吸气过程的热损失

$$\Delta P_{sh} = P_i - P_{ad} - \Delta P_s - \Delta P_d - \Delta P_{ch} - \Delta P_{cvP} - \Delta P_{cvV} \quad (10)$$

压缩机指示效率

$$\eta_i = \frac{P_{ad}}{P_i} \quad (11)$$

4 实验结果分析

压缩机瞬时转角与时间的关系如图5所示。从图5可以看出,此压缩机转速脉动较大,导致压缩机转角与时间之间呈非线性关系。对于R22的滚动活塞压缩机,所测转角与理想情况相比,最大延迟角度为 12° ,最大提前角度为 14.5° ;对于R290的滚动活塞压缩机,所测转角与理想情况相比,最大延迟角度为 13.5° ,最大提前角度为 11.5° 。此图将用于 p - θ 图、指示图的转化。

R22、R290压缩机的性能比较如表1所示。从表1可以看出:R290相对R22压缩机,制冷量与输入功率的下降幅度,以及理论单位容积制冷量与单位容积绝热功均很接近(上述实验工况下R22、R290的单位容积制冷量分别为 $4\,510$ 、 $3\,818\text{ kJ/m}^3$,单位容积等熵功分别为 681.1 、 579.1 kJ/m^3);R290压缩机的容积效率略有下降,但指示效率与制冷剂

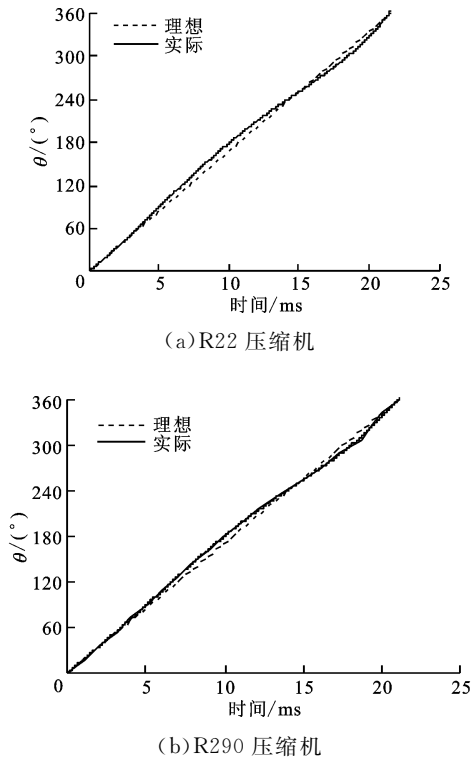


图 5 R22、R290 压缩机瞬时转角与时间的关系

系数(COP)略有上升。考虑到所用压缩机是为 R22 优化设计的,重新考虑 R290 特性后开发的 R290 压缩机的性能会全面提高。

表 1 R22、R290 压缩机性能比较

性能	R22	R290
制冷量/W	4 056.6	3 451.3
输入功率/W	941.6	794.2
COP	4.308	4.346
转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	2 861	2 889
容积效率/%	90.69	90.06
指示功率/W	732.16	620.60
指示效率/%	83.53	84.23

R22、R290 压缩机 $p-\theta$ 图如图 6 所示。从图 6 可以看出,压缩过程结束与排气过程开始时的转角相同。压缩与排气过程中,R22 压缩机气缸内工质压力有明显的高频脉动,R290 压缩机中高频脉动不存在,吸气过程中压力低频脉动的频率也有所变化,与制冷剂的声速变化基本成正比。

R22、R290 压缩机指示图如图 7 所示。从图 7b 可以看出,R290 压缩机排气过程中压力损失明显比 R22 压缩机小。R22、R290 压缩机的相对指示效率损失分布如图 8 所示。从图 8 可以看出,R290 压缩机的热损失大于 R22 压缩机,这与 R290 气体黏度

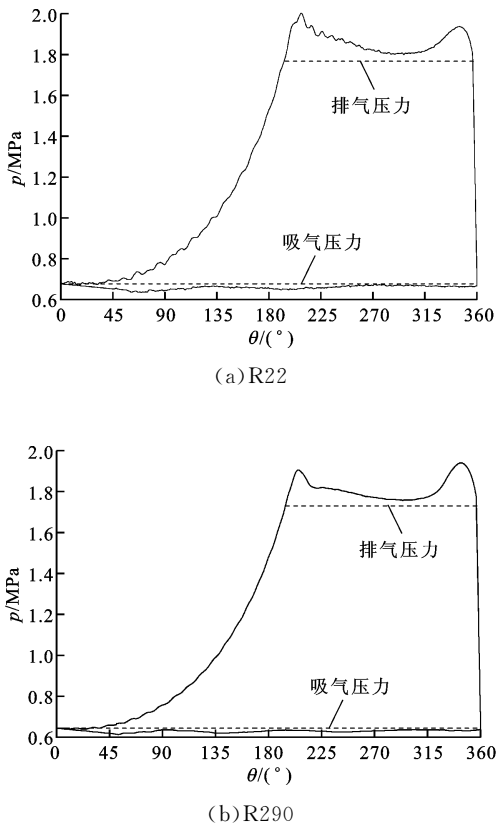


图 6 R22、R290 压缩机 $p-\theta$ 图

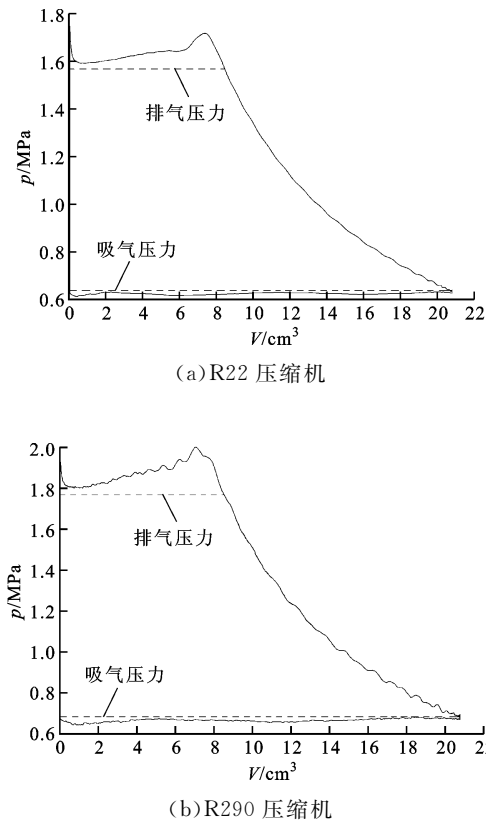


图 7 R22、R290 压缩机 $p-V$ 图

较小、导热系数较大有关,与本文实验润滑油对 R290 溶解度较高相关。为了减少 R290 压缩机的泄漏损失,需要进一步控制间隙公差。由于本文所用压缩机的排气孔直径与同排量压缩机相比较小,排气阻力损失相对较大,这使得余隙容积损失相对较小。

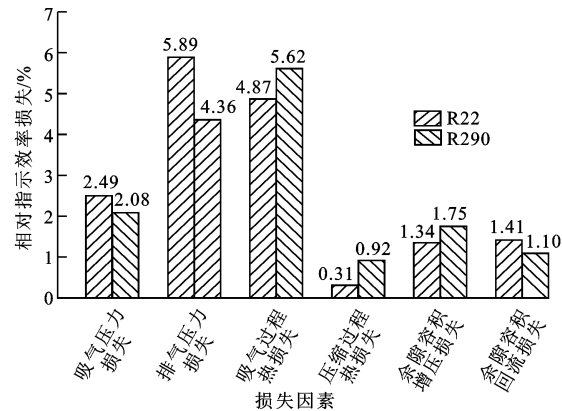


图 8 R290、R22 压缩机相对指示效率损失分布

5 结 论

本文根据热力过程特点,提出了一种分析滚动活塞压缩机指示图的方法,此方法将滚动活塞压缩机指示图分为 7 个部分。根据 R290 滚动活塞压缩机测量结果可以得出以下结论:

- (1)R290 替代 R22 后制冷量、指示功率与输入电功率都有所下降,下降比例与 R290 理论单位容积制冷量及单位容积绝热功的下降接近;
- (2)虽然采用 R290 的容积效率略有下降,但性能系数和指示效率略有上升;
- (3)R22 压缩机在压缩与排气过程中出现的高频压力脉动在 R290 压缩机没有出现,R290 压缩机吸气气流脉动频率高于 R22 压缩机;
- (4)相对 R22 压缩机,R290 压缩机排气压力损失下降,但吸气和压缩过程热损失增大,二者的余隙容积损失接近;

(5)实验用 R290 压缩机,其性能可以通过减小电动机功率、改变排气孔直径与控制间隙的方法来提高。

参考文献:

[1] 李建民,王勇. *P-V* 图在高效压缩机开发中的应用[J]. 家电科技, 2009(13): 51-53.
LI Jianmin, WANG Yong. Application of *P-V* diagram in the development of high efficiency compressor [J]. China Appliance Technology, 2009(13): 51-53.

[2] YANG J, QI Z, CHEN J, et al. Experimental study on a two stage rolling piston CO₂ compressor based on *P-V* indicator diagrams [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Sciece, 2012, 226: 995-1003.

[3] WU J H, YANG L D, HOU J. Experimental performance study of a small wall room air conditioner retrofitted with R290 and R1270 [J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(7): 1860-1868.

[4] 王超. 碳氢房间空调器旋转压缩机性能分析及排气气流脉动模拟 [D]. 西安: 西安交通大学, 2012.

[5] MATSUZAKA T, NAGATOMO S. Rolling piston type rotary compressor performance analysis [C] // Proceedings of the International Compressor Engineering Conference. Purdue, USA: Purdue University, 1982: 149-158.

[6] NOMURA T, OHTA M, TAKESHITA K, et al. Efficiency improvement in rotary compressor [C] // Proceedings of the International Compressor Engineering Conference. Purdue, USA: Purdue University, 1984: 307-314.

[7] MOU K C, TAE-HWAN Y, TAE-JONG K, et al. Performance evaluation of rotary compressor with special attention to the accuracy of *P-V* diagram [C] // Proceedings of the International Compressor Engineering Conference. Purdue, USA: Purdue University, 1990: 442-449.

(编辑 苗凌)