

文章编号:0253-4339(2019)06-0111-07

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2019.06.111

基于在线监测排气参数的吸气带液状态预测方法研究

谷波 缪梦华 李强林

(上海交通大学机械与动力工程学院 上海 200240)

摘要 制冷压缩机吸气状态是衡量压缩机安全运行及制冷循环经济运行的重要指标之一,但吸气状态如干度和过热度无法通过测量直接得到,尤其对于制冷负荷大、制冷剂流量大的系统。本文以一定可实测参数如压缩机排气温度、压力等作为指标建立吸气状态预测模型,判断压缩机吸气状态,分别计算出过热度或吸气干度。结果表明:压缩机排气温度、冷凝温度及蒸发温度对压缩机吸气干度的影响均近似线性。模型具有较大的适用范围:蒸发温度 $-35\sim 12\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷凝温度 $35\sim 68\text{ }^{\circ}\text{C}$,吸气干度计算值最低可达 0.76。

关键词 压缩机;吸气带液;干度;过热度

中图分类号:TB652;TB61⁺1

文献标识码:A

Prediction Method of Suction Zone Liquid State Based on Online Monitoring of Exhaust Parameters

Gu Bo Miao Menghua Li Qianglin

(School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China)

Abstract The suction state of a compressor is among the most important indicators of its safety and efficiency, but the suction state cannot be measured accurately, particularly for a system with a large refrigerating capacity and high refrigerant flow rate. Based on a certain number of measured parameters, such as temperature, pressure, and other parameters, a suction state prediction model is established to determine whether the suction state is in the superheated or two-phase region and calculate the superheating degree and vapor quality of suction, respectively. The results show that the compressor exhaust, condensation, and evaporation temperatures have a linear effect on the vapor quality of suction. The model works in a wide range, with the evaporation temperature $-35\sim 12\text{ }^{\circ}\text{C}$, the condensation temperature $35\sim 68\text{ }^{\circ}\text{C}$, and the minimum vapor quality 0.76.

Keywords compressor; wet compression; vapor quality; superheating degree

压缩机的吸气状态对制冷系统及压缩机本身具有多方面的影响。传统压缩式蒸气制冷循环一般控制压缩机吸气状态为过热状态,以保证整个压缩过程不存在湿压缩工况,避免产生液击而损坏压缩机。研究表明,压缩机吸气时少量带液,整个系统制冷量和性能有所提高。因此,准确计算压缩机的吸气状态尤为重要。

蒸发器出口过热较小时,系统 COP 比出口过热时有较大提高,而回液量增大时,系统性能下降^[1]。其原因是较小的回液可以降低压缩机排气温度提高性能,而回液量较大时会稀释润滑油,降低润滑效果导致性能下降^[2]。T. Shimizu 等^[3]认为压缩机效率仅与吸排气压力有关而与过热度无关。陶宏等^[4]对吸气过热度进行了详细的实验分析,质量流量、排气压力等均能影响过热度的大小。多位学者也进行了

过热度对系统影响的相关研究^[5-8]。王乐民等^[9]在压缩机吸气带液的情况下进行实验研究,结果表明,压缩机吸气少量带液时,能有效降低排气温度,且运行良好。范立娜等^[10]对吸气干度影响容积效率进行了相关实验,实验表明容积效率随系统压比的增大和干度的降低而减小。杨丽辉等^[11]对压缩机少量吸气带液的系统进行了实验,结果表明吸气干度为 0.98 时,制冷量及 COP 均有提高。孙帅辉等^[12]发现对于涡旋压缩机最大制冷量和 COP 分别位于吸气干度为 0.97 和 1.00 处。王江宇等^[13]提出一种基于 CART 算法来检测压缩机回液状态的检测系统。在制冷系统运行状况的检测中,不仅要防止压缩机吸气带液量过大,也要防止压缩机吸气过热度过高,目前也有部分研究专注于过热度的优化控制。

尽管压缩机吸气状态对制冷系统及压缩机本身

有多方面影响,但目前计算吸气干度主要为加热法和凝结法,或通过玻璃管观测制冷剂流态来判断吸气干度的大小,计算干度值可靠性较低,且很难在系统中布置较多传感器来获得数据进行具体计算。因此,本文采用在压缩机进出口布置传感器的方法,测得压缩机排气温度、压力等状态参数,确定压缩机的排气状态点,然后进行回溯计算,最终确定压缩机吸气点的状态。

1 吸气状态回溯模型

1.1 压缩机模型

本文主要研究制冷系统中压缩机的吸气状态,不考虑其内部结构对吸气状态的影响,基于系数法对压缩机进行仿真模拟,其优点为仿真精度较高、计算效率高。

压缩机性能方程:

$$X = C_0 + C_1 t_0 + C_2 t_k + C_3 t_0^2 + C_4 t_0 t_k + C_5 t_k^2 + C_6 t_0^3 + C_7 t_k t_0^2 + C_8 t_0 t_k^3 + C_9 t_k^3 \quad (1)$$

$$C_n = B_0 + B_1 f + B_2 f^2 \quad (n = 0 \sim 9) \quad (2)$$

式中: X 为制冷量 Q_0 (W) 或输入功率 P (W) 或质量流量 G (kg/h); $B_0 \sim B_2$ 、 C_n 为拟合系数。

1.2 制冷剂物性模型

本模型的制冷剂选用 R410a, 参考洪迎春等^[14-15]提出的 R410a 在过热区及饱和区的显式快速计算模型,以 Refprop9 软件为数据源,对 R410a 的性能参数进行非线性拟合,为后续仿真提供基础,基础公式为:

1) 状态方程

采用 Martin-Hou 方程作为状态方程计算压力-比容-温度的关系,具体系数如表 1 所示。

$$p = \frac{RT}{v-m} + \sum_{i=2}^5 \frac{a_i + b_i T + c_i e^{-kT/T_c}}{(v-m)^i} \quad (3)$$

式中: a_i, b_i, c_i 分别为拟合系数; R 为理想气体常数, $R = 1.145486 \times 10^{-3}$ kJ/(kg·K); k 为气为临界常数, $k = 5.475$; m 为特性常数, $m = 6.995596 \times 10^{-5}$; T_c 为临界温度, $T_c = 343.32$ K。

表 1 Martin-Hou 方程状态方程的系数

Tab.1 Martin-Hou coefficient equation of state equation

i	a_i	b_i	c_i
2	-1.77×10^{-3}	2.22×10^{-6}	-4.82×10^{-2}
3	9.47×10^{-8}	3.30×10^{-9}	1.06×10^{-4}
4	6.39×10^{-9}	-2.30×10^{-11}	1.72×10^{-7}
5	4.77×10^{-11}	-1.03×10^{-1}	-2.97×10^{-9}

2) 比焓公式拟合形式

气体焓值拟合形式:

$$h_g = D_1 \left(\frac{T}{p} \right) + D_2 \left(\frac{T}{C_8} \right)^{-C_3} + (D_4 + D_5 p - D_6 p^{D_7}) \left(\frac{T}{D_8} \right)^{-D_9} + D_{10} p^{D_7} \left(\frac{T}{D_8} \right)^{-D_{11}} + D_{12} p^{D_{13}} \left(\frac{T}{D_8} \right)^{-D_{14}} \quad (4)$$

式中: D_i 为拟合系数。

液体比焓拟合形式:

$$h_f = F_1 + F_2 Y + F_3 Y^2 + F_4 Y^3 + F_5 Y^4 + F_6 Y^5 \quad (5)$$

式中: $Y = (1 - T/T_c)^{1/3} - Y_0$; $Y_0 = 0.55414498$ 。

3) 比熵公式拟合形式

气体熵值拟合形式:

$$s_g = a \ln T + b T + \frac{c T^2}{2} + \frac{dT^3}{3} + R \ln(v-m) - \left[\frac{G_2}{v-m} + \frac{G_3}{2(v-m)^2} + \frac{G_4}{3(v-m)^3} + \frac{G_5}{4(v-m)^4} + \frac{H_5}{4(v-m)^4} \right] + s_0 \quad (6)$$

式中: G_i, H_i 分别为拟合系数; $s_0 = 0.846399$ kJ/(kg·K)。

液体熵值公式:

$$s_f = s_g - \frac{h_g - h_f}{T} \quad (7)$$

上述公式与 Refprop9 源数据平均误差均小于 1.24%, 具有一定的可靠性。

1.3 制冷剂实际温度计算模型

由于实验中温度测量的方式为管外壁布点测量,考虑到管路内外侧传热温差所带来的影响,应按照多层圆筒壁的导热模型对所测得的温度进行修正。

$$q = 2\pi\lambda \frac{\Delta t}{\ln(r_2/r_1)} \quad (8)$$

1.4 吸气带液状态回溯计算方法和逻辑

基于已建立的压缩机模型和物性模型,提出了基于有限可测运行参数的吸气状态回溯计算方法迭代计算,测试系统如图 1 所示。可测运行参数包括:吸气压力(17)、排气压力(18)、排气温度(11)、环境温度、压缩机表面温度、压缩机面积、压缩机壳体导热系数、压缩机转速、指示效率等。图 2 所示为制冷原理系统图。

计算逻辑如下:

1) 计算判断依据: t_{0d}

计算 p_0 下对应的 $t_{0露点}$, 根据 η_i 定义计算出 h_{0d} ,

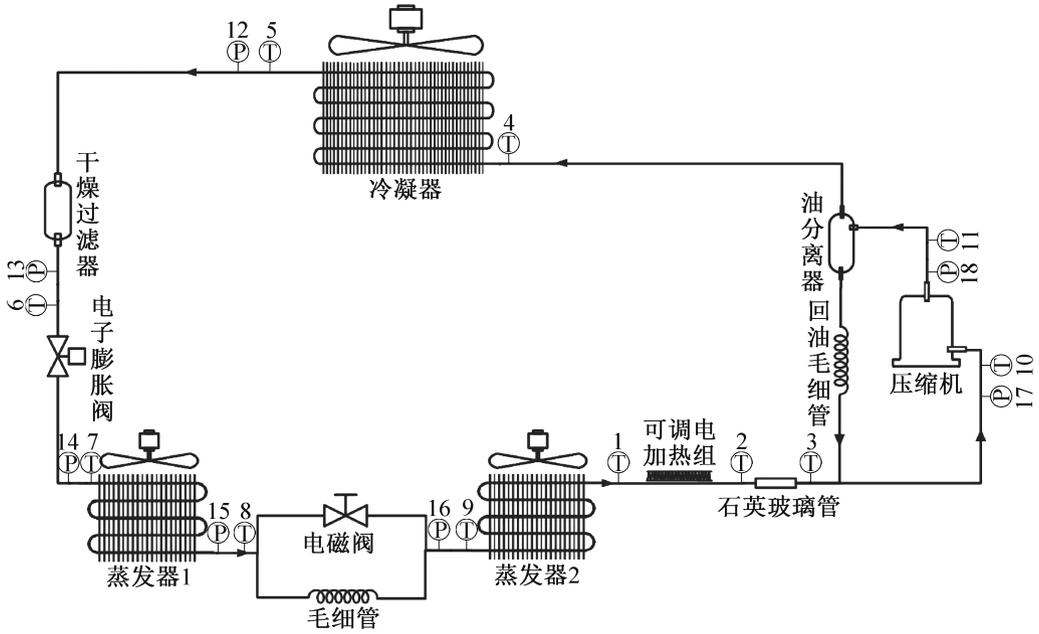


图 1 回液测试系统

Fig.1 Test system of liquid refrigerant floodback diagram

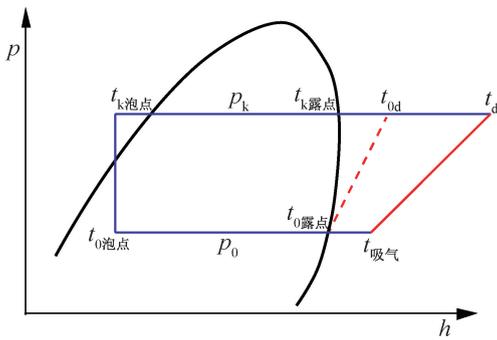


图 2 制冷原理

Fig.2 The principle of refrigeration

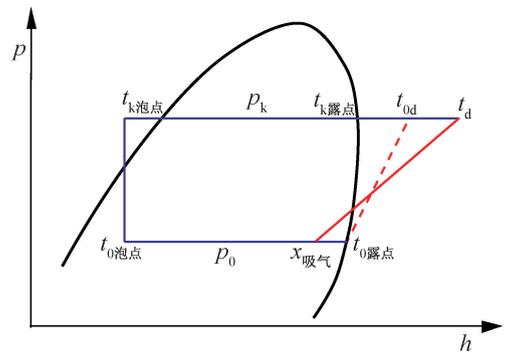


图 3 两相区状态计算示意图

Fig.3 Schematic diagram of two phase state calculation

求出在该计算效率下的 t_{0d} :

$$\eta_i = \frac{h_{sd} - h_{0露点}}{h_{0d} - h_{0露点}} \quad (9)$$

2) 排气温度判断

进行判断 $t_{0d} > t_d$, 若条件成立, 进入 3), 计算干度 x , 表征压缩机吸气状态; 若条件不成立, 则进入 4), 计算过热度 Δt_{sub} , 表征压缩机吸气状态。

3) 两相区计算

迭代求解实际吸气状态点 x_s , 迭代区间为 $[0.3, 1]$, 采用二分法得到最终 $x_s(k)$, 原理如图 3 所示, 计算过程如下:

$$s_s(k) = s_{0泡点} + x_s(k)(s_{0露点} - s_{0泡点}) \quad (10)$$

$$h_s(k) = h_{0泡点} + x_s(k)(h_{0露点} - h_{0泡点}) \quad (11)$$

若 $x_s(k) > x_{k露点}$, 则等熵压缩终点在过热区, 进入计算(1); 否则在两相区, 进入计算(2)。 $x_{k露点}$ 为以

$t_{k露点}$ 为排气温度反算得到的吸气干度。

(1) 等熵压缩终点在过热区

等熵压缩终点 $s_{sd}(k) = s_s(k)$, 用状态方程 $p_k = p(T_{sd}, v_{sd})$ 和气体熵方程 $s_{sd} = s_g(T_{sd}, v_{sd})$ 迭代求解 t_{sd} , 最后根据压缩机效率 η_i 定义计算出压缩机实际排气焓 h_d 和排气温度 t_d 。

若 $\left| \frac{\eta_i(k) - \eta_{i设定}}{\eta_{i设定}} \right| > 0.0001$ 时,

{ 当 $\eta_i(k) > \eta_{i设定}, x_s(k+1) < x_s(k)$, 返回 x_s 迭代
当 $\eta_i(k) < \eta_{i设定}, x_s(k+1) > x_s(k)$, 返回 x_s 迭代

若 $\left| \frac{\eta_i(k) - \eta_{i设定}}{\eta_{i设定}} \right| < 0.0001$ 时, 结束迭代, $x_s =$

$x_s(k)$, 输出计算结果 x_s 。

(2) 等熵压缩终点在两相区

等熵压缩终点熵 $s_{sd}(k) = s_s(k)$, 根据干度定义计

算出等熵压缩终点干度 $x_{sd}(k)$:

$$x_{sd}(k) = [s_{sd}(k) - s_{k\text{泡点}}] / (s_{k\text{露点}} - s_{k\text{泡点}}) \quad (12)$$

则等熵压缩终点焓:

$$h_{sd}(k) = h_{k\text{泡点}} + x_{sd}(k) (h_{k\text{露点}} - h_{k\text{泡点}}) \quad (13)$$

其余过程与(1)一致。

4) 过热区计算

$$\text{令 } t_{sd}(k) = \frac{t_{d1} + t_{d2}}{2}, \text{ 以 } t_{sd}, t_{sd} + 60 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ 为迭代初始}$$

t_{d1}, t_{d2} , 求得等熵压缩 $s_{sd}(k)$ 和 $h_{sd}(k)$, 原理如图 4 所示, 根据式(12)计算此时的指示效率, 进行判断, 确定 t_x , 计算过热度进行输出。详细的计算流程如图 5 所示。

2 计算结果分析

基于上述模型、逻辑和迭代方法进行变工况运行

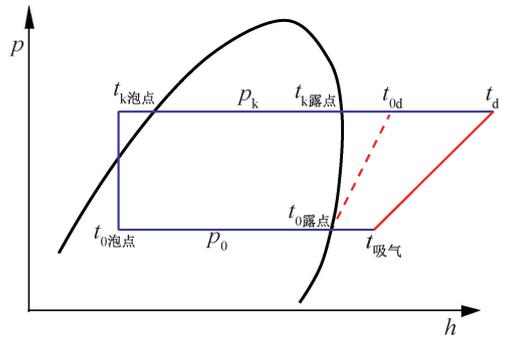


图 4 过热区计算示意图

Fig.4 Schematic diagram of overheating area calculation

下的仿真计算分析, 主要选取变量为蒸发冷凝压力(温度)、排气温度等参数。空调机组实际工况中, 排气温度、吸气温度与冷凝蒸发温度存在耦合关系。本次计算分析中的输入运行参数主要采取自定义工况,

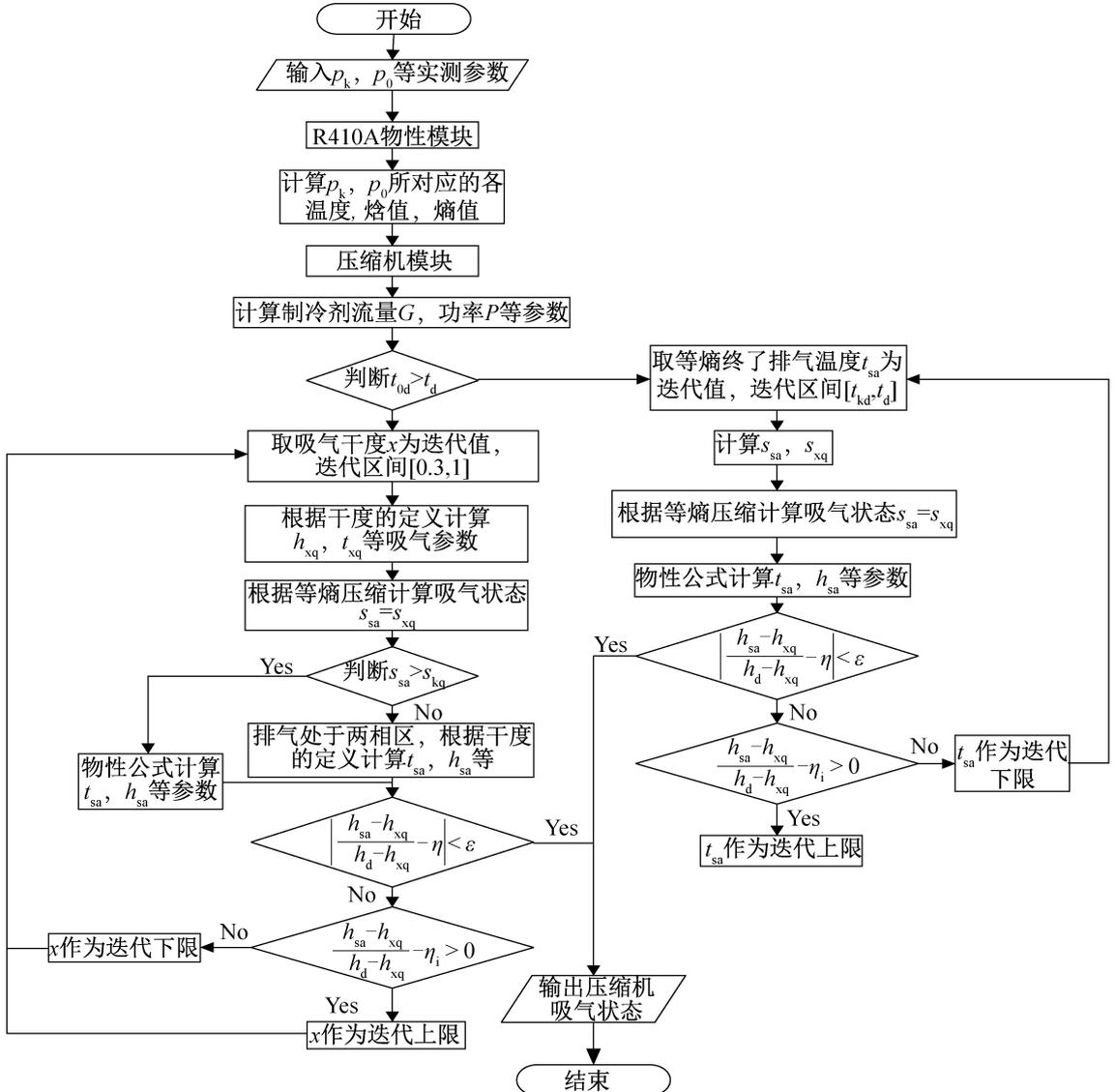


图 5 吸气状态计算流程图

Fig.5 Flow chart of suction state calculation

因此计算工况可覆盖大部分制冷系统的运行工况范围。蒸发温度范围为 $-35 \sim 12 \text{ }^\circ\text{C}$ ，冷凝温度范围为 $35 \sim 68 \text{ }^\circ\text{C}$ ，排气温度范围为 $35 \sim 100 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

2.1 蒸发温度的影响

图 6 所示为两相混合物干度随蒸发温度的变化。由图 6 可知，控制相同排气温度下，压缩机吸气干度随蒸发温度的升高而增加，这是由于蒸发温度降低，相同的排气温度情况，等熵压缩更容易进入两相区。当冷凝温度高到一定程度时如 $35 \text{ }^\circ\text{C}$ ，蒸发温度为 $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ 时，吸气状态即可进入过热区，因此蒸发/冷凝温度对吸气状态的影响具有一定的耦合关系。控制相同的冷凝温度下，排气温度越高，蒸发温度越高，越早进入过热区。

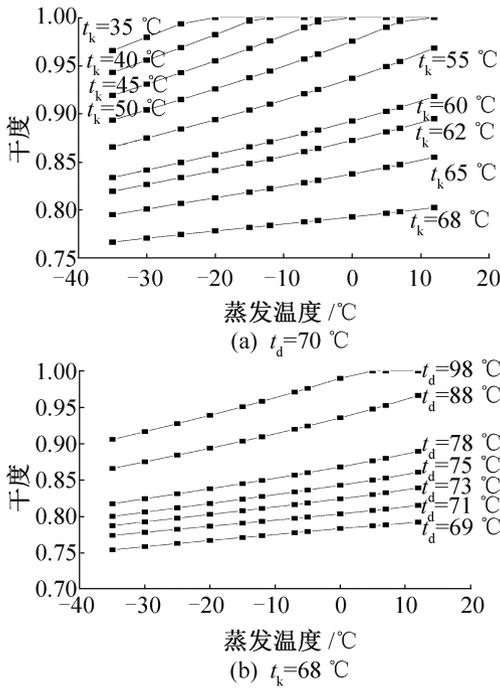


图 6 两相混合物干度随蒸发温度的变化
Fig.6 The Quality of vapor-liquid mixture changes with evaporation temperature

2.2 冷凝温度的影响

图 7 所示为两相混合物干度随冷凝温度的变化。由图 7 可知，在控制相同蒸发温度情况下，排气温度越高，整体曲线越高，即吸气状态干度值较高；在控制相同排气温度情况下，蒸发温度越高，曲线出现进入两相区的冷凝温度越高，即冷凝温度与蒸发温度温差越小，压缩机吸气状态越容易进入过热区。

2.3 排气温度的影响

图 8 所示为两相混合物干度随排气温度的变化。排气温度直接反映了蒸气压缩后的终态，取值从接近冷凝温度开始，逐步递增 $1 \text{ }^\circ\text{C}$ ，当排气温度大于冷凝

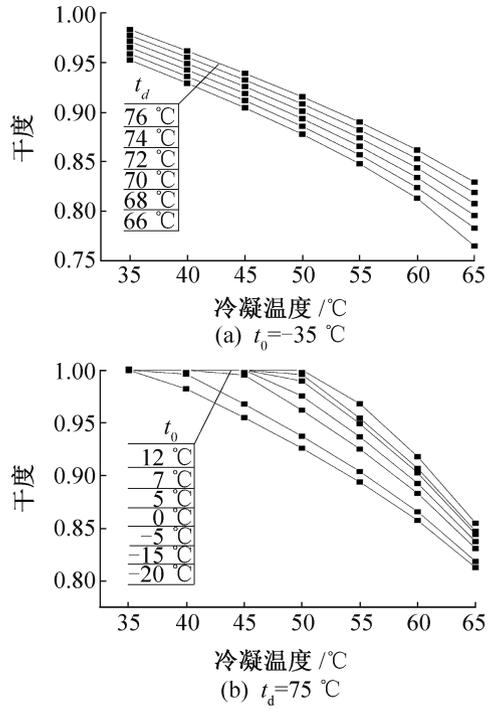


图 7 两相混合物干度随冷凝温度的变化
Fig.7 The quality of vapor-liquid mixture changes with condensation temperature

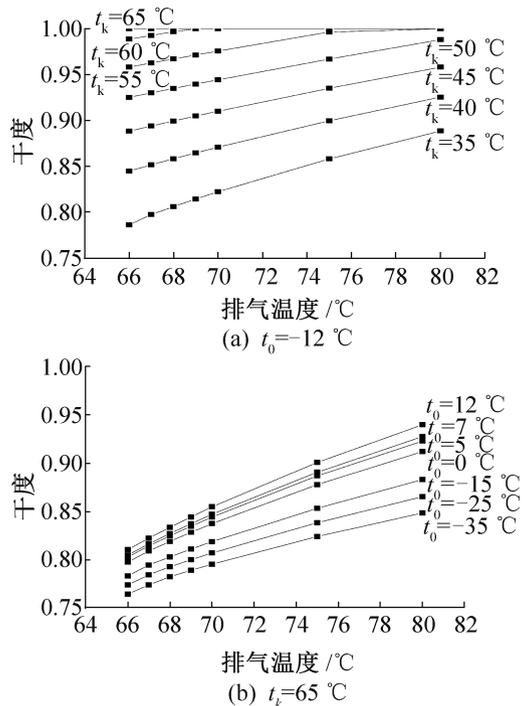


图 8 两相混合物干度随排气温度的变化
Fig.8 The quality of vapor-liquid mixture changes with discharge temperature

温度 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 后，以 $5 \text{ }^\circ\text{C}$ 的步长递增直至进入过热区。由图 8 可知，排气温度越低，越接近冷凝温度，压缩机排气中含液的可能性越大，即吸气的含液可能性越

大。在相同冷凝温度下,当蒸发温度足够低,如 $-35\text{ }^\circ\text{C}$ 时,排气温度高达 $80\text{ }^\circ\text{C}$,其吸气干度只达到 0.84 ,无法进入过热区。

3 结论

本文提出一种基于实测参数计算压缩机吸气状态的理论方法,可在较大的工况范围内进行吸气干度及过热度的计算,并判断蒸发温度、冷凝温度及排气温度 3 个主要制冷循环参数对吸气状态的影响,基于计算分析结果,得到如下结论:

- 1) 排气温度、冷凝温度及蒸发温度对吸气状态产生的影响存在一定的耦合关系;
- 2) 排气温度直接表现了压缩机压缩制冷剂的状态,其对吸气状态的影响最大,排气温度越高,吸气干度越高;
- 3) 冷凝温度与蒸发温度对吸气干度的影响曲线接近线性;
- 4) 对于需要实时检测的制冷系统,提供了判断压缩机的吸气状态的计算模型。

符号说明

- f ——频率, Hz
- h ——比焓, kJ/kg
- h_f ——液体比焓, kJ/kg
- h_g ——气体比焓, kJ/kg
- p ——绝对压力, kPa
- p_0 ——蒸发压力, kPa
- r_1, r_2 ——管内、外径, m
- s ——熵值, kJ/(kg·K)
- s_f ——液体比熵, kJ/(kg·K)
- s_g ——气体熵值, kJ/(kg·K)
- T ——温度, K
- t_0 ——蒸发温度, $^\circ\text{C}$
- $t_{0,d}$ ——等熵压缩的排气温度, $^\circ\text{C}$
- $t_{0,露点}$ ——蒸发压力下的露点温度, $^\circ\text{C}$
- $t_{0,泡点}$ ——蒸发压力下的泡点温度, $^\circ\text{C}$
- t_d ——排气温度, $^\circ\text{C}$
- t_k ——冷凝温度, $^\circ\text{C}$
- $t_{k,露点}$ ——冷凝压力下的露点温度, $^\circ\text{C}$
- $t_{k,泡点}$ ——冷凝压力下的泡点温度, $^\circ\text{C}$
- t_s ——吸气温度, $^\circ\text{C}$
- q ——热流密度, W/m^2
- q_v ——体积流量, m^3/s
- Q_{hot} ——制热量, W
- v ——比容, m^3/kg
- $x_{k,露点}$ ——冷凝压力下的露点温度对应的制冷剂干度
- x_s ——吸气点对应制冷剂干度

- ρ ——密度, kg/m^3
- λ ——管壁导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
- Δt ——管内、外侧传热温差, $^\circ\text{C}$
- η_i ——绝热效率

下标

- 0——蒸发
- k——冷凝
- 泡点——泡点状态
- 露点——露点状态
- sd——等熵压缩的排气状态

参考文献

- [1] 韩磊, 陶乐仁, 郑志皋, 等. 回气带液对滚动转子压缩制冷系统性能影响实验研究[J]. 制冷学报, 2010, 31(4): 22-25, 34. (HAN Lei, TAO Leren, ZHENG Zhigao, et al. Experiment on effect of liquid-refrigerant return on performance of refrigerant system with rolling rotor compressor[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(4): 22-25, 34.)
- [2] 缪梦华, 谷波, 李萍. POE VG32 润滑油及 R410A/油混合物的粘度计算模型[J]. 制冷技术, 2018, 38(4): 11-15. (MIAO Menghua, GU Bo, LI Ping. Calculation model of viscosity of POE VG32 lubricating oil and R410a/oil mixture[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2018, 38(4): 11-15.)
- [3] SHIMIZU T, KOBAYASHI M, YANAGISAWA T. Volumetric efficiency and experimental errors of rotary compressors[J]. International Journal of Refrigeration, 1980, 3(4): 219-225.
- [4] 陶宏, 杨军, 刘春慧, 等. 吸气过热度对滚动转子压缩机性能影响的实验研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(6): 25-29. (TAO Hong, YANG Jun, LIU Chunhui, et al. Experimental research on the influence of inhalation superheat on the performance of rolling rotor compressor[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(6): 25-29.)
- [5] CHEN W, CHEN Z, ZHU R, et al. Experimental investigation of a minimum stable superheat control system of an evaporator [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25: 1137-1142.
- [6] MATTHEW S E, BRYAN P R. On reducing evaporator superheat nonlinearity with control architecture[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(3): 607-614.
- [7] FALLAHSOHI H, CHANGENET C, PLACÉ S, et al. Predictive functional control of an expansion valve for minimizing the superheat of an evaporator[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(2): 409-418.
- [8] VINTHER K, RASMUSSEN H, IZADI-ZAMANABADI R, et al. Single temperature sensor superheat control using a

- novel maximum slope-seeking method [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(3): 1118-1129.
- [9] 王乐民, 陶乐仁, 杨丽辉. 转子式压缩机吸气带液时排气状态的变化[J]. 能源研究与信息, 2015, 31(3): 131-135. (WANG Lemin, TAO Leren, YANG Lihui. The discharge status changes of rolling piston compressor with liquid entrainment[J]. Energy Research and Information, 2015, 31(3): 131-135.)
- [10] 范立娜, 陶乐仁, 杨丽辉. 变频转子式压缩机降低吸气干度对容积效率的影响[J]. 上海理工大学学报, 2014(4): 312-316. (FAN Lina, TAO Leren, YANG Lihui. Influence of decreasing suction vapor quality on volumetric efficiency of variable speed rotary compressor[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2014(4): 312-316.)
- [11] 杨丽辉, 陶乐仁, 李芳芹, 等. 压缩机少量吸气带液对制冷系统性能的影响[J]. 制冷学报, 2014, 35(5): 83-87. (YANG Lihui, TAO Lenren, LI Fangqin, et al. Influence of a little liquid entrainment into compressors on refrigerating system performance [J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(5): 83-87.)
- [12] 孙帅辉, 郭鹏程, 孙龙刚, 等. 变吸气工况 R32 涡旋压缩机湿压缩过程模拟研究[J]. 西安理工大学学报, 2015, 31(3): 282-288. (SUN Shuaihui, GUO Pengcheng, SUN Longgang, et al. Simulation research on wet compression process in R32 scroll compressor under different suction operational condition[J]. Journal of Xi'an University of Technology, 2015, 31(3): 282-288.)
- [13] 王江宇, 陈焕新, 刘江岩, 等. 基于 PCA-DT 的多联机制冷剂充注量故障诊断[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2016, 44(7): 1-4. (WANG Jiangyu, CHEN Huanxin, LIU Jiangyan, et al. PCA-DT based refrigerant charge fault diagnosis for variable refrigerant flow system [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2016, 44(7): 1-4.)
- [14] 洪迎春, 谷波, 韩华. R410a 制冷剂性能参数的显式快速计算模型 I. 饱和线方程[J]. 上海交通大学学报, 2011, 45(9): 1374-1378. (HONG Yingchun, GU Bo, HAN Hua. Fast calculation model of thermodynamic and transport properties of R410a refrigerant: I. equation for saturation curve[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2011, 45(9): 1374-1378.)
- [15] 洪迎春, 谷波, 韩华. R410a 制冷剂性能参数的显式快速计算模型 II. 过热区方程[J]. 上海交通大学学报, 2011, 45(9): 1379-1383. (HONG Yingchun, GU Bo, HAN Hua. Fast calculation model of thermodynamic and transport properties of R410a refrigerant: II. equation for superheat region[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2011, 45(9): 1379-1383.)

通信作者简介

谷波,男,教授,博士生导师,上海交通大学制冷与低温工程研究所,(021)34206260,E-mail:gubo@sjtu.edu.cn。研究方向:制冷空调系统数字化设计与模型仿真。

About the corresponding author

Gu Bo, male, professor, Ph. D. supervisor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, +86 21-34206260, E-mail: gubo@sjtu.edu.cn. Research fields: digital design and modeling analysis for refrigeration and air-conditioning system.