

文章编号:0253-4339(2016)06-0026-09
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2016.06.026

R32 与 POE 或 PVE 润滑油混合物的物性计算模型与分析

史红艳 吴建华

(西安交通大学能源与动力工程学院 西安 710049)

摘 要 准确计算制冷剂-润滑油混合物的热力性能是分析和评价润滑油对压缩机性能影响的基础。根据厂家提供的实验数据,利用显式拟合关联式法和经验公式修正,本文分别给出了 R32/POE 和 R32/PVE 混合物工质对的物性计算模型,同时用相同的方法给出了 R410A/POE 的混合物溶解度与黏度计算模型来进行对比,模型对物性参数的预测值与厂家提供的实验数据的偏差均在 5% 以内,为压缩机优化设计及性能分析提供了准确、可靠的热力学模型。此外,在 GX 工况下对比分析了混合物溶解度随温度、压力的变化及混合物黏度随溶解度、温度、压力的变化,并对混合物的物性做了比较分析,对于制冷剂 R32,PVE 润滑油较 POE 润滑油更适用于;而对于润滑油 POE,R32 与 POE 的混合性较 R410A 与 POE 的混合性好。

关键词 制冷剂;润滑油;热物理性质;模型

中图分类号:TB61⁺2;TB64

文献标识码:A

Calculation Models of Properties of POE/R32 and PVE/R32 and the Properties Analysis

Shi Hongyan Wu Jianhua

(School of Energy and Power Engineering,Xi'an Jiaotong University,Xi'an,710049,China)

Abstract The accurate calculation of thermodynamic properties of refrigerant-oil mixture is the foundation to analyze and evaluate the influence of oil on compressor. Thermodynamic property models of R32/POE and R32/PVE are provided by explicit calculation method with the given experimental data and empirical formula. Simultaneously,the solubility and viscosity models of R410A/POE are given with the same method for comparative analysis. The maximum deviation of the predicted values of these models to experiment data is within 5 %, and these simple and reliable models provide accurate and reliable ways for the optimal design and performance analysis of compressors. Besides,the variations of solubility with temperature and pressure, and the variations of viscosity with solubility, temperature and pressure are analyzed at GX condition. In addition,the mixture properties are studied, the results show that PVE oil is better than POE when used with R32, and R32 is better than R410A when used with POE oil.

Keywords refrigerant;lubricant oil;thermodynamic property;model

制冷剂的热物理性能和润滑油相距甚远,其溶解于油池内润滑油中,会引起润滑油热力性能的剧烈变化,进而影响压缩机性能。因此,准确计算制冷剂-润滑油混合物的热力性能是分析和评价润滑油对压缩机性能影响的基础。制冷剂和润滑油混合物热力性质的计算主要有三种形式:一是图表法,这类方法操作简单,缺点是不满足系统模拟仿真的大量快速计算要求。二是状态方程法^[1],状态方程及辅助方程是建立在严格的理论基础和实验结果上,因此具有精度高,应用范围广的优点。但是该方法的主要缺点是计算结果高度依赖于润滑油的组分及组分结构,在润滑油组分参数不可知的情况下,难以得到制冷剂-润滑油的热力性质。第三类是拟合关联式法^[2],这种方

法是在已有实验数据的基础上,在一定理论上提出的一种快速拟合计算公式。由于该计算公式高度依赖已知数据,其应用范围取决于已知数据范围。拟合关联式的提出主要是满足工程中的模拟仿真计算。

R32 的一个主要缺陷是排气温度和排气压力过高,必须注意所用润滑油的高温稳定性。Takahashi H 等^[3]研究了如何提高 POE 润滑油与 R32 的互溶性以及混有制冷剂的润滑油的润滑特性,并没有提出溶解度及混合物黏度模型公式,Hung J T 等^[4]给出了 CO₂ 与 POE 油的溶解度与黏度公式,但是这些公式是在润滑油组分和分子量一致的情况下给出的,而且公式比较繁琐,Hessell E T 等^[5]对 POE 润滑油进行优化以在保证润滑的情况下更好地与 R32 互溶,也没有

给出溶解度与混合物黏度公式。Tanaka M 等^[6]分析了 POE 和 PVE 润滑油与 R32 的互溶性及混合物的黏度,并分析了选用不同润滑油对压缩机稳定性的影响,也没有涉及混合模型计算。Leon U 等^[7]分析了润滑油与制冷剂的溶解特性,并给出了 POE 分别与 R32 和 R410A 的溶解度关系曲线,但并没有给出溶解度计算模型。

对于 R32 所用润滑油,以往的研究都是对润滑油与制冷剂的互溶性、溶解度以及混合物粘度进行分析研究,并没有给出具体的混合模型公式。目前的研究热点是准确计算 R32 和润滑油混合物热物性,其中应用于 R32 较多的润滑油是 POE 和 PVE,由于润滑油公司的技术保密,很难得到润滑油的详细组分组成数据,因此纯粹的理论计算由于缺少必要的基础数据而难以进行。基于此,本文根据厂家提供的实验数据,提出较为完整的 R32 分别与 POE、PVE 润滑油混合物的拟合计算关联式,以 POE-VG74 和 PVE-VG68 分别与 R32 混合为例进行计算,由于同一种润滑油物性相差较小,可以此推知同一种其他黏度级别的润滑油的物性,为压缩机的优化设计与性能分析提供准确可靠的热力学参数。

1 模型拟合所需已知数据的获取

由于技术保密,润滑油厂家或者压缩机厂家给出的实验数据较少,只给出了溶解度的实验数据拟合曲线。但根据 NIST 软件 REFPROP8.0 可查出制冷剂的物性,当制冷剂在润滑油中的溶解度为 100% 时,从实验曲线可以查出制冷剂的物性数据,数据不仅存在实验误差还会产生读取误差,但与 NIST 软件 REFPROP8.0 查得的物性数据对比可以看出误差不超过 3%。因此,查得的溶解度-温度-压力数据可靠,在文中直接作为已知数据使用。

对于混合物黏度已知数据,厂家给出的是制冷剂润滑油混合物运动黏度-温度-溶解度的实验曲线和部分温度点的纯润滑油的运动黏度,当制冷剂溶解度为 0% 时即是纯油的黏度,查得实验曲线的数值与所给单个点的数据相差很小,小于 2%,可认为厂家提供实验曲线可靠,在控制好读取误差的情况下可以得到较为精确的黏度数据,并在文中将此作为已知数据使用。

2 制冷剂 & 润滑油混合物物性计算

在实验过程中,可以观察到润滑油池中的润滑油是均匀而明显的分层状态,因此,可以认为润滑油和制冷剂是完全互溶的,将其混合物视为非共沸工质。

考虑到润滑油池内部最高温度可在 100 °C 以上,远远超过制冷剂 R32 的临界温度,可以认为 R32 与润滑油的互溶导致了 R32 在超过临界点附近某一点后,其物性不能按照纯态物性数据进行计算,即应该考虑混合后的混合偏差。目前国内外学者针对这一现象还没有提出可供参考的物理模型,考虑到润滑油和制冷剂混合后的物性不是简单的叠加,认为应该有一个偏差函数描述实际混合物物性。

2.1 溶解度

研究表明,制冷剂在润滑油池内的溶解度显著影响油池内润滑油的物性,进而影响润滑油对压缩机的润滑性能和换热性能,从而影响压缩机的性能和可靠性^[8-10]。溶解度反映了制冷剂-润滑油混合物的蒸发压力、蒸发温度及制冷剂浓度之间的对应关系,对研究润滑油是否匹配压缩机至关重要。国内外学者对此都做过相关研究,一般是通过基于混合模型和活度模型方法^[11-12]得到混合物的饱和压力表达式,然后经过数学变换求得溶解度的表达方程。考虑到在实际操作中,通过饱和压力和温度变换求解润滑油浓度,在接近饱和压力附近,随着溶解度-饱和压力非线性关系增强,变换结果的误差将难以控制,而这种不可控的误差将对模拟计算造成影响。此外,由于理论求解模型的参数过于复杂,有些参数甚至难以获得,本文提出基于温度和饱和压力的 R32 在油池全范围内的溶解度拟合计算表达式,拟合结果与实验数据的对比如图 1 所示。

2.1.1 R32&POE-VG74 溶解度关联式

1) 不分区拟合法

直接对全区域的实验曲线数据进行观察并拟合溶解度-压力-温度之间的关系如下:

$$\log_{10}(S) = a_1 + \frac{a_2}{1 + \left(\frac{t - a_3}{a_4}\right)^2} + \frac{a_5}{1 + \left(\frac{p - a_6}{a_7}\right)^2} + \frac{a_8}{\left(1 + \left(\frac{t - a_3}{a_4}\right)^2\right)\left(1 + \left(\frac{p - a_6}{a_7}\right)^2\right)} \quad (1)$$

拟合式系数如表 1 所示。此方法误差有些已经超出 5%,与三区拟合法相比误差较大。

2) 分区拟合法

将整个温度和压力(4.5 MPa 以下)分为三部分:超临界区($t \geq 70$ °C)、亚临界 I 区($t < 70$ °C, 且 $p/p_{\text{sat}} \leq 0.95$)和亚临界 II 区($t < 70$ °C, 且 $p/p_{\text{sat}} > 0.95$)。采用分区的方法,可以在不同区采用不同的计算模型,既保证区间内的物理特性和精度,又满足整个区域的格式统一。

(1) 超临界区即高温区 ($t \geq 70^\circ\text{C}$), 制冷剂润滑油混合物溶解度计算关联式为:

$$S(p, T) = xS'(T) + \frac{x(1-x)}{F(x, y)} \quad (2)$$

$$x = \frac{p}{4.5}, y = \frac{T}{T_{\text{cr}}}$$

式中: $S'(T)$ 为高温区间, 压力 $p = 4.5 \text{ MPa}$ (实验数据最高压力) 时候对应的溶解度; $F(x, y)$ 为修正函数; x 为压力系数; y 为温度系数。 $S'(T)$ 和 $F(x, y)$ 的表达式分别如下:

$$F(x, y) = (a_1 + a_2y + a_3y^2 + a_4y^3 + a_5y^4) \cdot (a_6 + a_7x + a_8x^2 + a_9x^3 + a_{10}x^4) \quad (3)$$

$$S'(T) = 1.3056 \times 10^3 - 14.0637T + 5.6860 \times 10^{-2}T^2 - 1.0225 \times 10^{-4}T^3 + 6.8941 \times 10^{-8}T^4 \quad (4)$$

该式的特点是具有端点特性, 即在压力分别等于 4.5 MPa 和 0 MPa 时, 很好地符合溶解度曲线关系。该拟合式各系数参见表 1。

(2) 在亚临界 I 区即低温远饱和区 ($t < 70^\circ\text{C}$, 且 $p/p_{\text{sat}} \leq 0.95$), 制冷剂润滑油混合物溶解度计算关联式为:

$$S(p, T) = (1-x) + \frac{x(1-x)}{F(x, y)} \quad (5)$$

式中: x, y 和 $F(x, y)$ 的表达式分别如下:

$$x = 1 - \frac{p}{p_{\text{sat}}}, y = \frac{T}{T_{\text{cr}}} \quad (6)$$

$$F(x, y) = a_1 + a_2x + a_3x^2 + a_4y + a_5y^2 + a_6xy + a_7x^2y + a_8xy^2 + a_9x^2y^2$$

$$p_{\text{sat}} = 17.9 - 0.2818T + 1.7447 \times 10^{-3}T^2 - 5.1493 \times 10^{-6}T^3 + 6.2225 \times 10^{-9}T^4 \quad (7)$$

该式的特点是具有端点特性, 即在压力等于 0 MPa 时, 压力系数 $x = 1$, 满足润滑油被视为非挥发物质的假设; 当压力等于饱和压力时, 压力系数 $x = 0$, 混合物的压力温度关系正好等于纯制冷剂的温度-饱和压力关系, 即溶解度等于 1。该拟合式各系数参见表 1。

(3) 在亚临界 II 区即低温近饱和区 ($t < 70^\circ\text{C}$, 且 $p/p_{\text{sat}} > 0.95$), 关联式为:

$$S(p, T) = S_{0.95} + \frac{(20p - 19p_{\text{sat}})}{p_{\text{sat}}}(1 - S_{0.95}) \quad (8)$$

式中: $S_{0.95}$ 为在给定温度下压力为 0.95 倍制冷剂饱和压力时对应的溶解度; p_{sat} 为给定温度下制冷剂的饱和压力。

由于制冷剂润滑油混合物的饱和压力-溶解度之间关系的斜率变化非常剧烈, 且一般情况下润滑油池内的溶解度难以达到近饱和状态。因此, 对这部分制冷剂润滑油混合物溶解度计算做线性关系处理, 以保证模拟计算程序运行的准确性和可靠性。

该拟合式各系数及拟合结果见表 1 及图 1(a)。根据经验判断在压缩机内部 R32 在润滑油中的溶解度一般不会超过 40%, 系统压力不超过 4.5 MPa , 不低于 0.5 MPa , 在这一范围内拟合公式计算值与润滑油厂家所给溶解度曲线查图观察值的误差基本均在 5% 以内, 认为公式可用。实验曲线读取值与拟合公式计算值的比较如表 2 所示。

为了提高计算结果的精度, 本文溶解度计算模型采用三区拟合法, 并对 R410A&POE-VG74, R32&PVE-VG68 的溶解度-压力-温度也采用三区法进行了拟合, 以比较 R32 和 R410A 分别与 POE 润滑油的混合特性, 拟合结果如下。

2.1.2 R410A&POE-VG74 溶解度关联式

1) 超临界区 ($t \geq 70^\circ\text{C}$)

对于该部分制冷剂润滑油 ROM 溶解度关联式提出如下形式:

$$S(p, T) = (1-x)S'(T) + \frac{x(1-x)}{F(x, y)} \quad (9)$$

$$x = \sqrt{1 - \frac{p}{4.5}}, y = \ln\left(\frac{T}{T_{\text{cr}}}\right)$$

式中: $S'(T)$ 为超临界区混合物, 在压力达到 4.5 MPa 时候对应的溶解度。其中:

$$S'(T) = 1.7707 \times 10^3 - 18.676T + 7.3910 \times 10^{-2}T^2 - 1.3003 \times 10^{-4}T^3 + 8.5800 \times 10^{-8}T^4 \quad (10)$$

偏差函数为:

$$F(x, y) = \frac{a_1 + a_3x + a_5y + a_7x^2 + a_9y^2 + a_{11}xy}{1 + a_2x + a_4y + a_6x^2 + a_8y^2 + a_{10}xy}$$

2) 亚临界 I 区 ($t < 70^\circ\text{C}$, 且 $p/p_{\text{sat}} \leq 0.95$)

该部分模型为:

$$S(p, T) = (1-x) + x(1-x)F(x, y) \quad (11)$$

$$x = \sqrt{1 - \frac{p}{p_{\text{sat}}}}, y = \frac{T}{T_{\text{cr}}}$$

$$p_{\text{sat}} = 19.25 - 0.3002T + 1.8344 \times 10^{-3}T^2 - 5.3244 \times 10^{-6}T^3 + 6.3224 \times 10^{-9}T^4 \quad (12)$$

偏差函数为:

$$F(x, y) = \frac{a_1 + a_2x + a_3y + a_4y^2 + a_5y^3}{1 + a_6x + a_7x^2 + a_8y + a_9y^2 + a_{10}y^3} \quad (13)$$

3) 亚临界 II 区 ($t < 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, 且 $p/p_{\text{sat}} > 0.95$)

实际测量结果表明,当 p 接近饱和蒸气压 p_{sat} 时,溶解度 S 将会急剧增加到 1,具有很强的非线性,直接采用一般区域的计算模型,将会导致在该部分溶解度有很大的计算误差,因此对该部分溶解度拟采取线性拟合,即:

$$S(p,T) = S_c + \frac{20p - 19p_{\text{sat}}}{p_{\text{sat}}}(1 - S_c) \quad (14)$$

$$S_c = S(p = 0.95p_{\text{sat}})$$

2.1.3 R32&PVE-VG68 溶解度关联式

1) 对高温区 ($t \geq 90\text{ }^{\circ}\text{C}$),制冷剂润滑油混合物溶解度计算关联式为:

$$S(p,T) = xS'(T) + \frac{x(1-x)}{F(x,y)} \quad (15)$$

$$x = \frac{p}{6}, y = \frac{T}{T_{\text{cr}}}, m = \ln(x), n = \ln(y)$$

式中: $S'(T)$ 为高温区间压力 $p = 6.0\text{ MPa}$ (实验数据最高压力)时对应的溶解度。 $S'(T)$ 和 $F(x,y)$ 的表达式分别如下:

$$S'(T) = 1.2099 \times 10^3 + 6.1805T - 2.6360 \times 10^{-3}T^2 - 1.6301 \times 10^2T^{0.5} + \frac{1.1120}{T^2} \quad (16)$$

$$F(x,y) = \frac{a_1 + a_3m + a_5n + a_7m^2 + a_9n^2 + a_{11}mn}{1 + a_2m + a_4n + a_6m^2 + a_8n^2 + a_{10}mn} \quad (17)$$

2) 在亚临界 I 区即低温远饱和区 ($t < 90\text{ }^{\circ}\text{C}$, 且 $p/p_{\text{sat}} \leq 0.95$),制冷剂润滑油混合物溶解度计算关联式为:

$$S(p,T) = (1-x) + \frac{x(1-x)}{F(x,y)} \quad (18)$$

$$x = 1 - \frac{p}{p_{\text{sat}}}, y = \frac{T}{T_{\text{cr}}}$$

式中: $F(x,y)$ 和 p_{sat} 的表达式分别如下:

$$F(x,y) = \frac{a_1 + a_2x + a_3x^2 + a_4y}{1 + a_5x + a_6x^2 + a_7x^3 + a_8y + a_9y^2} \quad (19)$$

$$p_{\text{sat}} = 17.9 - 0.28175T + 1.7447 \times 10^{-3}T^2 - 5.1493 \times 10^{-6}T^3 + 6.2225 \times 10^{-9}T^4 \quad (20)$$

3) 在亚临界 II 区即低温近饱和区 ($t < 90\text{ }^{\circ}\text{C}$, 且 $p/p_{\text{sat}} > 0.95$),关联式为:

$$S(p,T) = S_{0.95} + \frac{(20p - 19p_{\text{sat}})}{p_{\text{sat}}}(1 - S_{0.95}) \quad (21)$$

图 1(a) 为制冷剂 R32&POE-VG74 混合物溶解度-温度-压力的拟合曲线和厂家所给实验曲线查图数据的比较。由图知计算曲线与实验数据比较一致,同时看出同一压力下,温度越高溶解度越小。由于制冷剂物性与润滑油物性相差较大,所以压缩机中油池温度尽量高,以保证润滑油的原有物性。图 1(b) 所示的 R32&PVE-VG68 也具有相同的特点。图 2(a) 为 R32 分别与两种润滑油的溶解度-温度-压力的拟合曲线。可以看出,在亚临界 I 区,相同压力和相同温度下,R32 在 POE 中的溶解度较小。在润滑油均为 POE 时,R32 与 R410A 的溶解度-温度-压力曲线相比较如图 2(b) 所示,在亚临界 I 区,R32 在 POE 中的溶解度较小。

2.2 运动黏度

经典的 ROM 混合物黏度的理论计算公式一般采用基于吉布斯自由能的 Eyring theory^[1,13],该方法的一个主要问题是拟合必须精确求出 ROM 混合物的吉布斯自由能;另外一种计算方式是基于 F-theory^[14]的增强型叠加多项式,原理是综合考虑混合物

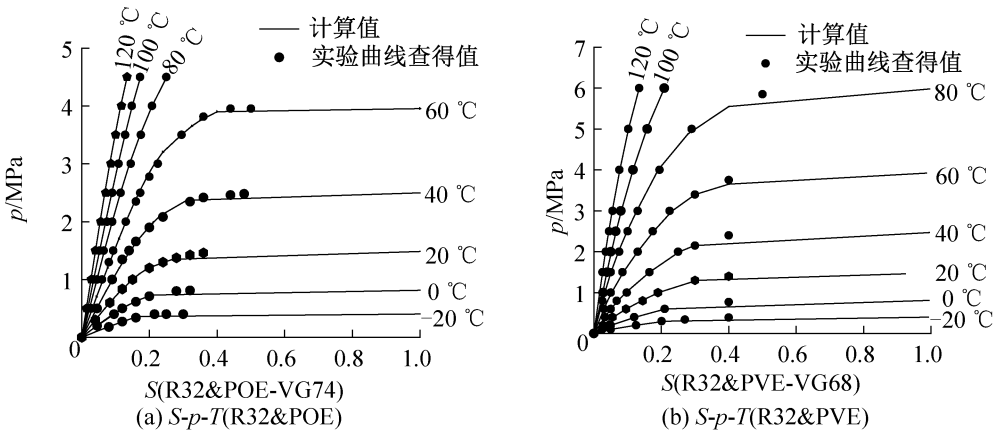


图 1 压力-温度-溶解度模型计算结果与实验曲线查得值对比

Fig. 1 Comparison between model and experimental data of pressure-temperature-solubility

的组分概念和各组分之间分子力应该平衡的概念。该方法在实际应用中也存在两个难点:1)需要运用气液平衡状态方程回归求得混合物组分的参考压力;2)需要知道润滑油组分构成。这两种方法在实际模拟计算中都存在参数过多,需要大量迭代的缺点。魏文建等^[2]在 Jensen 公式的基础上提出了基于温度-溶

解度 R410A /POEVG68 二元增强型混合物黏度计算模型。本文在已有实验数据的基础上,提出基于温度-溶解度的 R32/润滑油混合物黏度计算对数拟合关联式。该关联式具有计算简单、结果可靠的优点。R32&VG74 厂家给出的黏度实验曲线是运动黏度,其拟合形式为:

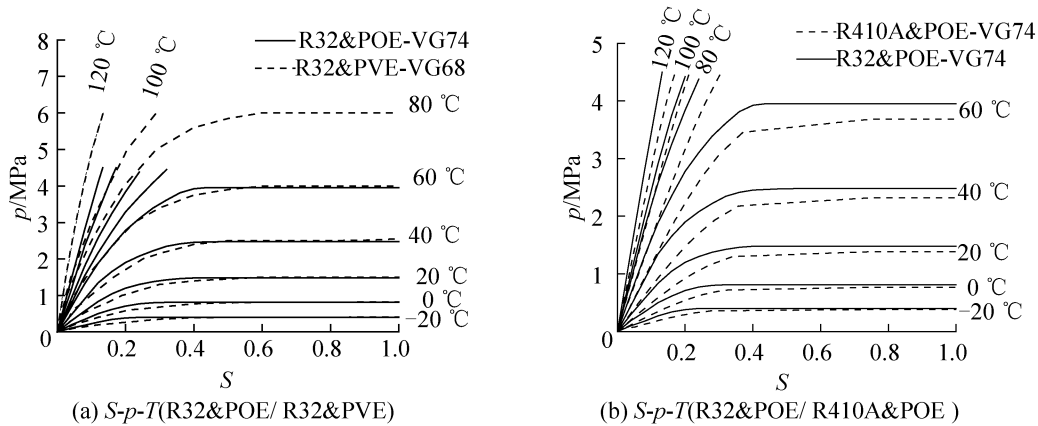


图 2 R32&POE,R32&PVE 及 R410A&POE 混合物的压力-温度-溶解度计算曲线对比
Fig. 2 Comparison of pressure-temperature-solubility among R32&POE,R32&PVE and R410A&POE

表 1 各溶解度关联式拟合式系数
Tab.1 The coefficient of correlation of solubility

	R32&POE-VG74			R410A& POE-VG74		R32&PVE-VG68	
	不分区	超临界区	亚临界 I 区	超临界区	亚临界 I 区	超临界区	亚临界 I 区
	$S(p,T)$	$F(x,y)$	$F(x,y)$	$F(x,y)$	$F(x,y)$	$F(x,y)$	$F(x,y)$
a_1	-4.1987	4.0641×10^4	0.2421	1.0899	-1.3694×10^5	-3.1791×10^{12}	8.7830×10^{-3}
a_2	-1.6729	-1.5771×10^5	-1.9711	-0.7602	2.7426×10^4	-4.7570×10^{13}	-1.1617
a_3	-1.5075×10^2	2.2929×10^5	-0.4903	10.873	3.8253×10^5	-1.9731×10^{14}	0.8449
a_4	-77.476	-1.4803×10^5	-0.5290	9.378	-4.6880×10^5	4.1905×10^{13}	-4.4520×10^{-2}
a_5	4.3399	3.5802×10^4	0.2659	2.8557×10^2	1.9104×10^5	9.8540×10^{13}	-1.0305
a_6	3.1054	80.780	2.0993	3.5225	5.5270×10^4	-1.1434×10^{13}	0.8349
a_7	2.9234	-1.7933×10^2	1.3186	4.8335	-4.2851×10^4	-3.4191×10^{13}	-0.5064
a_8	20.371	2.6514×10^2	-1.4789	-1.2942×10^2	-3.9441×10^4	-1.4352×10^{14}	-0.1263
a_9	-	-2.2051×10^2	-0.8294	1.9783×10^3	8.4449×10^5	-6.3766×10^{14}	0.1019
a_{10}	-	72.629	-	-37.32	-4.1349×10^4	-1.7836×10^{14}	-
a_{11}	-	-	-	-2.1149×10^2	-	1.2400×10^{16}	-

$$\ln(v_{\text{mix}}) = a_1 + a_2S + a_3S^2 + a_4t + a_5t^2 + a_6St + a_7S^2t + a_8St^2 + a_9S^2t^2 \quad (22)$$

该拟合式各系数及拟合结果参见表 3 及图 3 (a)。由图可看出,该拟合式能比较光滑地拟合已有的实验数据,拟合趋势比较符合预期结果。在常用范

围内,误差比较小,公式可靠。用同样的方法对 R32&PVE-VG68 和 R410A&POE-VG74 的运动黏度关联式进行了拟合。拟合式计算值和厂家实验曲线观察值的对比如图 3 (b) 所示,拟合结果如下:
R32&PVE-VG68 运动黏度:

$$\ln(v_{\text{mix}}) = \frac{a_1 + a_2t + a_3t^2 + a_4S + a_5S^2}{1 + a_6t + a_7S + a_8S^2 + a_9S^3} \quad (23)$$

R410A&POE-VG74 运动黏度:

$$\ln(v_{\text{mix}}) = \frac{a_1 + a_2t + a_3t^2 + a_4S + a_5S^2 + a_6S^3}{1 + a_7t + a_8t^2 + a_9S + a_{10}S^2 + a_{11}S^3} \quad (24)$$

表 2 厂家所给溶解度实验曲线值与拟合公式计算值的比较 (R32&POE-VG74)
Tab.2 Comparison between experiment data and correlation data for R32& POE-VG74

$t/^\circ\text{C}$	p/MPa	S(实验 曲线查得值)	S(分区法 拟合公式计算值)	S(不分区法 拟合公式计算值)	分区法拟合 误差相对值/%	不分区法拟合 误差相对值/%
-10	0.5	0.180	0.177	0.183	1.69	1.62
10	1.0	0.242	0.237	0.213	2.05	11.8
20	1.0	0.150	0.149	0.154	0.34	3.00
30	1.5	0.192	0.192	0.193	0.20	0.40
40	1.5	0.140	0.144	0.148	2.55	5.53
50	1.5	0.112	0.115	0.117	2.89	4.38
60	3.5	0.295	0.294	0.269	0.24	8.87
70	4.5	0.325	0.325	0.300	0.03	7.77
80	4.5	0.250	0.251	0.245	0.39	1.63
90	4.5	0.206	0.207	0.206	0.67	0.03

表 3 制冷剂和滑油混合物运动黏度拟合关联式系数
Tab.3 The coefficient of correlation of mixture kinematic viscosity

系数	R32&POE-VG74	R410A&POE-VG74	R32& PVE-VG68
a_1	6.8273	6.8208	6.9372
a_2	-22.283	-2.0033	-3.1210×10^{-2}
a_3	18.597	-12.329	1.3100×10^{-5}
a_4	-7.7253×10^{-2}	5.5670×10^{-2}	-10.401
a_5	3.0734×10^{-4}	1.6609×10^{-4}	-1.6825
a_6	0.2237	-3.3007×10^{-8}	9.0240×10^{-3}
a_7	-0.1780	2.0518	1.9170
a_8	-8.6913×10^{-4}	6.9934	2.0495
a_9	6.2598×10^{-4}	5.2029×10^{-3}	-2.7616
a_{10}	-	-4.4121×10^{-5}	-
a_{11}	-	2.3858×10^{-7}	-

由图 4(a)和图 4(b)知,R32 与 POE-VG74、PVE-VG68 两种润滑油的混合物黏度计算曲线与实验数据比较一致。在同一溶解度下,温度越高,混合物黏度越小;同一温度下,R32 在两种润滑油中的溶解度越大混合物黏度越小。

图 5(a)为在 GX 工况下冷凝温度为 46 ℃时,得到同一种油两种制冷剂溶解度与过热度的关系。对于高背压压缩机,压缩机内部油池处于排气压力状

态,GX 工况下 R32 的油池温度约为 75 ℃,过热度为 29 ℃,而 R410A 约为 65 ℃,过热度为 19 ℃。结合图 5(a)及图 4(b)可知,在油池内,同种工况下 R32 在 POE 中的溶解度约为 15%,黏度为 4.5 mm²/s,而 R410A 在 POE 中的溶解度约为 22%,黏度为 3 mm²/s,说明 POE 更适用于 R32;图 5(b)为在 GX 工况下蒸发温度为 10 ℃时,得到同一种油两种制冷剂溶解度与过热度的关系,对于低背压压缩机,压缩机

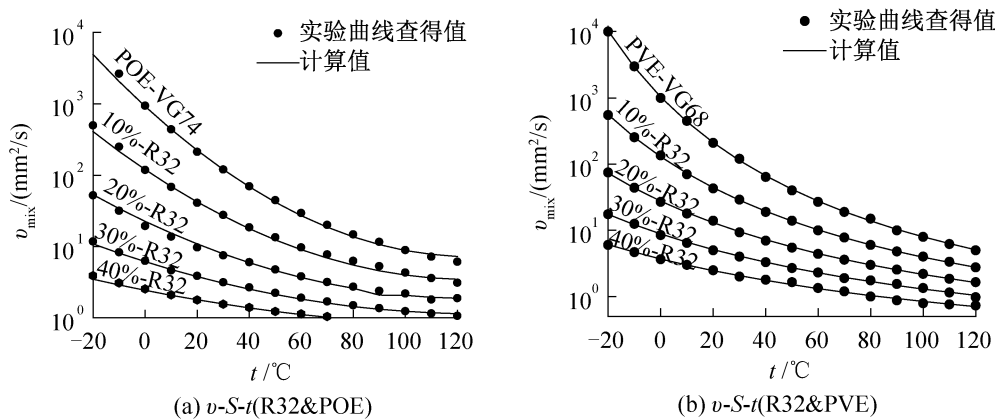


图 3 黏度-温度-溶解度模型计算结果与实验数据对比

Fig. 3 Comparison between model and experimental data of viscosity-temperature-solubility

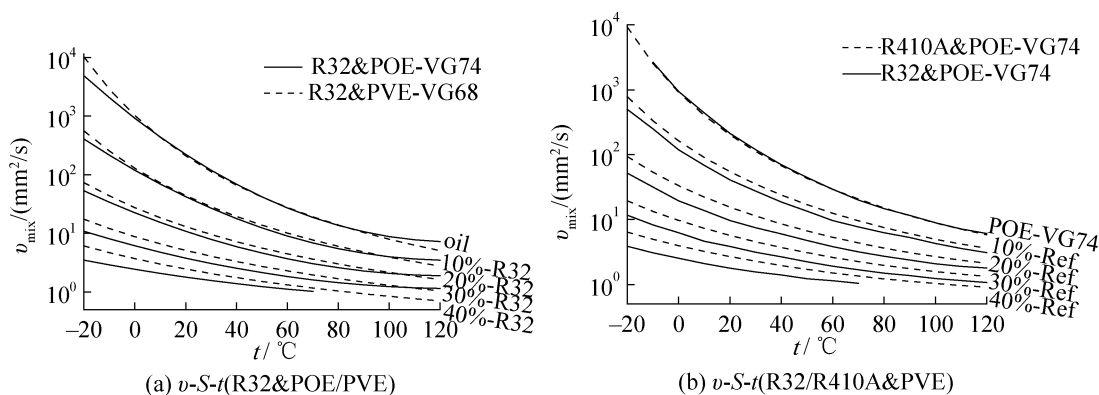


图 4 R32&POE, R32&PVE 及 R410A&POE 混合物的黏度-温度-溶解度计算曲线对比

Fig. 4 Comparison of viscosity-temperature-solubility among R32&POE, R32&PVE and R410A&POE

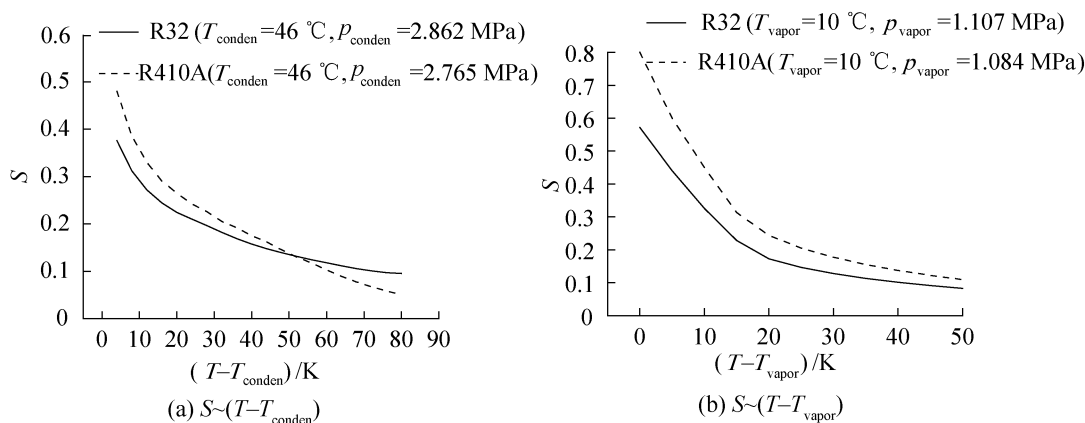


图 5 R32/R410A&POE 溶解度与过热度的关系

Fig. 5 Relationship between solubility and superheat temperature of R32/R410A&POE

内部油池处于吸气压力状态。结合图 4 (b) 及图 5 (a) 知,在相同过热度下,R32 在 POE 中的溶解度较 R410A 小,同一过热度下,混合物黏度较大,说明低背压情况下,同样 POE 更适用于 R32。

由于相同温度下,制冷剂黏度远小于润滑油黏度,根据溶解度关系曲线知,温度越高,溶解度越小,而根据黏度曲线可知,温度越高,纯润滑油黏度越小。

综合分析可知,温度高带来的溶解度的减少使混合物黏度的增加量大于温度高带来的纯润滑油黏度的减少,所以应增大油池过热度来增高温度以保证油池中混合物的黏度满足润滑需要。

2.3 混合物密度

采用简化计算方法,在没有实验数据的情况下,根据魏文建等^[2]分析建议当制冷剂密度大于润滑油密度

时,采用 Jensen M K 等^[15]公式,反之采用 Barbosa J R 等^[16]公式计算混合密度。由于 POE-VG74,PVE-VG68 在同温度下密度均小于 R32 制冷剂的液体密度,因此建议采用 Jensen M K 等^[15]公式,其形式为:

$$\frac{1}{\rho_{\text{mix,L}}} = \frac{S}{\rho_{\text{r,L}}} + \frac{1-S}{\rho_{\text{o}}}$$

(25)

式中:公式适用范围为[233. 15 K ,423. 15 K]。

2.4 混合物导热系数

Mermond Y 等^[10],Conde M R 等^[9]采用 Filippov 计算式,其形式为:

$$\lambda_{\text{mix,L}} = \lambda_{\text{r,L}}(1 - \omega_1) + \lambda_{\text{o}}\omega_1 - 0.72(\lambda_{\text{o}} - \lambda_{\text{r,L}})$$

(26)

此公式为制冷剂中含有润滑油, ω_1 为润滑油在制冷剂中的溶解度,只须改为如下形式即可:

$$\lambda_{\text{mix,L}} = \lambda_{\text{r,L}}S + \lambda_{\text{o}}(1 - S) - 0.72(\lambda_{\text{o}} - \lambda_{\text{r,L}})$$

(27)

公式适用范围 [233. 15 K,423. 15 K],此公式对 R32&POE 和 R32&PVE 均适用。

2.5 混合物比热容

在没有实验数据的情况下,建议采用 Jensen M K 等^[15]公式,且 Baustian J J 等^[17]以及 Lottin O 等^[18]均验证该式预测值与其实验值的偏差在 5 % 以内,其形式为:

$$c_{\text{pmix,L}} = Sc_{\text{pr,L}} + (1 - S)c_{\text{po}}$$

(28)

公式适用范围为[233. 15K ,423. 15K]。此公式对 R32&POE 和 R32&PVE 均可适用。

2.6 混合物表面张力

Jensen M K 等^[15]、Lloyd J R 等^[19]和 Bell K I 等^[20]分别给出各自的表面张力计算式,其中 Lloyd J R 等^[19]的两个计算式分别基于 R12&MO-VG32 和 R134a&POE-VG32 的数据给出。而 Bell K I 等^[20]计算是基于 R113&MO-VG68 的数据给出。魏文建等^[2]根据实验数据对 Jensen 模型进行了修正,结果为:

$$\sigma_{\text{mix,L}} = \sigma_{\text{r}} + (\sigma_{\text{o}} - \sigma_{\text{r}})(1 - s)^{0.51}$$

(29)

式中: $\sigma_{\text{mix,L}}$, σ_{r} 和 σ_{o} 为混合物表面张力, mN/m。公式适用范围为[233. 15 K ,423. 15 K]。此公式可以用于 R32&POE 混合物表面张力的计算。在没有实验数据的情况下可认为此公式也适用于 PVE 润滑油混合物的表面张力计算。

2.7 混合物比焓

根据比热的积分式直接计算比焓:

$$h = \int c_{\text{pmix,L}}(T) dT$$

(30)

式中:公式适用范围为[233. 15 K ,423. 15 K]。

取 $T_0 = 233.15 \text{ K}$ 为混合物比焓计算参考零点,即在 $-40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 时候制冷剂和润滑油的比焓均为 0 kJ/kg 。此式对 R32&POE 和 R32&PVE 均适用。

3 结论

本文根据已知数据,利用显式拟合关联式法和经验推算,分别给出了 R32&POE-VG74 和 R32&PVE-VG68 混合物的物性计算模型。这些物性计算模型简单、可靠,模型对物性参数的预测值与已知数据的偏差均在 5 % 以内。同时对混合物的物性做了比较分析,对同一制冷剂 R32,PVE 润滑油较 POE 润滑油更适用于 R32,而对于同一润滑油 POE,R32 与 POE 的混合性较 R410A 与 POE 的混合性好。模型主要用于分析油池中制冷剂含量对润滑油物性的影响,进而分析对压缩机性能如轴承部分润滑、零部件间隙泄漏,压缩机传热散热等的影响。

符号说明

- c_p ——定压比热容, kJ/(kg·K)
- T ——温度, K
- t ——温度, $^{\circ}\text{C}$
- p ——压力, MPa
- h ——比焓, kJ/kg
- ρ ——密度, kg/m³
- ν ——运动黏度, mm²/s
- σ ——表面张力, mN/m
- S ——制冷剂在润滑油中的溶解度
- λ ——导热系数, mW/(m·K)

下标:

- L——液体
- mix——含油制冷剂
- o——润滑油
- r——制冷剂
- sat——饱和
- c——临界
- conden——冷凝
- vapor——蒸发

本文受广东省产学研项目(2014B090901006)——新型环保 R32 空调用高效压缩机的关键技术研究及产业化资助。(The project was supported by Guangdong Province Department of Science and Technology (No. 2014B090901006) ——new environmental protection R32 research and industrialization of key technologies for high efficiency compressor of air conditioner.)

参考文献

[1] Neto M A M,Barbosa J R. Solubility, density and viscosity of a mixture of R-600a and polyolester oil[J]. Internation-

- al Journal of Refrigeration, 2008, 31 (1): 34-44.
- [2] 魏文建, 丁国良, 胡海涛, 等. R410A 制冷剂 and POE VG68 润滑油混合物热物性模型[J]. 制冷学报, 2007, 28 (1): 37-44. (WEI Wenjian, DING Guoliang, HU Haitao, et al. Models of thermodynamic and transport properties of POE VG68[J]. Journal of Refrigeration, 2007, 28 (1): 37-44.)
- [3] Takahashi H, Takikawa K, Okido T. Development of refrigeration oil for use with R32[C]//International Refrigeration and Air Conditioning Conference. West Lafayette, USA, 2014: 2351.
- [4] Hung J T, Tsaih J S, Tang H H. A new method for calculating viscosity and solubility of lubricant-refrigerant mixtures [C]//International Refrigeration and Air Conditioning Conference. West Lafayette, USA, 2014: 2407.
- [5] Hessel E T, Urrego R A, Benanti T L. Lubricants optimized for use with R-32 and related low GWP refrigerant blends[C]//International Refrigeration and Air Conditioning Conference. West Lafayette, USA, 2014: 2413.
- [6] Tanaka M, Matsuura H, Taira S, et al. Selection of a refrigeration oil for the R32 reliability refrigerant and evaluation of the compressor[C]//International Compressor Engineering Conference. West Lafayette, USA, 2014: 1288.
- [7] Leon U, Arturo R, Benanti T L, et al. Solution properties of polyol ester lubricants designed for use with R-32 and related low-GWP refrigerant blends[C]//International Compressor Engineering Conference. West Lafayette, USA, 2014: 1491.
- [8] Thome J R. Comprehensive thermodynamic approach to modeling refrigerant-lubricating oil mixtures[J]. HVAC&R Research, 1995, 1(2): 110-125.
- [9] Conde M R. Estimation of thermophysical properties of lubrication oils and their solutions with refrigeration: an appraisal of existing methods[J]. Applied Thermal Engineering, 1996, 16(1): 51-61.
- [10] Mermond Y, Feidt M, Marvillet C. Thermodynamic and physical properties of mixtures of refrigerants and oils [J]. International Journal of Refrigeration, 1999, 22 (3): 569-579.
- [11] 侯树鑫, 段远源, 王晓东. 氢氟烃 + 润滑油混合物气液相平衡模型[J]. 工程热物理学报, 2008, 29 (6): 927-930. (HOU Shuxin, DUAN Yuanyuan, WANG Xiaodong. Modeling vapor-liquid equilibria for hydrofluorocarbon + lubrication oil mixtures[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29 (6): 927-930.)
- [12] Martz W L, Burton C M, Jacobit A M. Local composition modeling of the thermodynamic properties of refrigerant and oil mixtures [J]. International Journal of Refrigeration, 1996, 19 (1): 25-33.
- [13] Neto M A M, Barbosa J R. Solubility, density and viscosity of mixtures of isobutane (R-600a) and a linear alkylbenzene lubricant oil [J]. Fluid Phase Equilibria, 2010, 292 (1/2): 7-12.
- [14] Quinones-Cisneros S E, Garcia J, Fernandez J. Phase and viscosity behavior of refrigerant-lubricant mixtures [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28 (5): 714-724.
- [15] Jensen M K, Jackman D L. Prediction of nucleate pool boiling heat transfer coefficients of refrigerant-oil mixtures [J]. Journal of Heat Transfer, 1984, 106 (1): 184-190.
- [16] Barbosa J R, Lacerda V T, Prata A T. Prediction of pressure drop in refrigerant-lubricant oil flows with high contents of oil and refrigerant outgassing in small diameter tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27 (3): 129-139.
- [17] Baustian J J, Pate M B, Bergels A E. Properties of oil-refrigerant liquid mixtures with applications to oil concentration measurement [C]//Department of Mechanical Engineering. Iowa State, USA, 1987: 404-428.
- [18] Lottin O, Guillemet P, Lebreton J M. Effects of synthetic oil in a compression refrigeration system using R410A. Part I: modeling of the whole system and analysis of its response to an increase in the amount of circulating oil [J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26 (1): 772-782.
- [19] Lloyd J R, Limbach S. Effect of oil contamination on the surface tension of R-12 and R-134a [C]//National Heat Transfer Conference. New York, USA, 1995, 8: 157-163, 184-190.
- [20] Bell K I, Hewitt G F, Morris S D. Nucleate pool boiling of refrigerant/oil mixtures [J]. Experimental Heat Transfer, 1987 (1): 71-86.

通信作者简介

吴建华, 男, 副教授, 西安交通大学压缩机研究所, (029) 82663786, E-mail: jhwu@mail.xjtu.edu.cn. 研究方向: 小型制冷空调压缩机及其系统的环保、节能与可靠性。

About the corresponding author

Wu Jianhua, male, associate professor, Institute of Compressor, Xi'an Jiaotong University, +86 29-82663786, E-mail: jhwu@mail.xjtu.edu.cn. Research fields: small refrigeration and air conditioning compressor; environmental protection, energy saving and reliability research for small refrigeration system.