

滚动活塞压缩机供油系统计算流体力学分析

王刚, 吴建华, 孙民

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 采用计算流体力学(CFD)软件对滚动活塞压缩机供油系统进行了数值模拟,建立了供油系统的物理模型,提出了处理边界条件和计算活塞端面泄漏的方法,并将供油系统的动态过程转化为静态过程.通过实验测量了主轴轴承的供油量,以验证模型的合理性;通过计算分析了压缩机运行工况、壳体内油池油面高度、压缩机供油系统主要设计参数对供油特性的影响.结果表明:活塞端面泄漏量主要取决于压缩机运行工况;油池油面高度对供油系统供油量影响显著;在压缩机运行工况及油池油面高度一定的情况下,主轴承螺旋油槽的截面形状和倾斜角决定着主轴承的供油量.

关键词: 滚动活塞压缩机;供油系统;计算流体力学

中图分类号: TB652 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)11-0023-07

Computational Fluid Dynamics Analysis on Oil Pumping System for Rolling Piston Compressors

WANG Gang, WU Jianhua, SUN Min

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

Abstract: A numerical simulation was done on the oil pumping system of a rolling piston compressor by adopting the computational fluid dynamics (CFD) software. A physical model of the oil pumping system was established, and a general method of setting boundaries and calculating the leakage rates through the roller end significant was presented. The dynamic process of the oil pumping system was translated into static issue. In addition, the measurement of the main bearing oil flow rates was conducted to validate the rationality of the oil pumping system model. The effects of the operating condition of the compressor, the oil level height of the oil sump in the shell and the main design parameters of the oil pumping system of the compressor on the oil pumping rates were analyzed by the CFD simulation. The results show that the oil leakage rate through the roller end clearances depends largely on the operating condition of the compressor. The oil level height of the oil sump has a significant influence on the oil pumping rate. With the given operating condition and oil level height, the main bearing oil flow rate is determined by the spiral groove shape and inclination of the main bearing.

Keywords: rolling piston compressor; oil pumping system; computational fluid dynamics

滚动活塞压缩机应用广泛,合理地设计滚动活塞压缩机的供油系统,不仅可提高滚动活塞压缩机的可靠性,而且可节约能源.滚动活塞压缩机的供油系统非常复杂,涉及到很多设计参数.1984年东芝最先研究了滚动活塞压缩机轴承的供油特性^[1],但

计算过程中忽略了重力的作用.1992年三菱重工研发中心对滚动活塞压缩机供油系统进行了理论和实验研究,开发出相应的计算程序来估算滚动活塞压缩机的供油量^[2].2000年、2003年韩国仁川大学相继对滚动活塞压缩机供油系统的每个环节进行了理

论分析与实验研究,做出了供油系统网路图^[3],分析了压缩机设计参数对润滑油分布的影响^[4].

近年来,许多学者利用计算流体动力学(CFD)技术研究了全封闭涡旋压缩机和冰箱用活塞压缩机的供油系统^[5-10],但利用 CFD 分析方法研究滚动活塞压缩机供油系统的文献较少.在应用 CFD 技术研究涡旋压缩机供油系统时一般采用两相流动、非稳态的算法,侧重于研究压缩机启动时润滑油的上升过程,所以计算时间较长.滚动活塞压缩机供油系统的研究重点是压缩机稳态运行时轴承的供油量,所以本文提出采用单相流动、稳态的算法来计算滚动活塞压缩机供油情况.

1 模 型

1.1 供油系统

立式滚动活塞压缩机整机结构如图 1 所示,其主要由气缸、主副轴承、活塞、消声器、曲轴、电机、壳体、吸排气管等组成.滚动活塞压缩机的供油系统如图 2 所示,其主要由吸油管、曲轴中心孔、吸油片、径向油孔、曲轴退刀槽、主副轴承上的油槽以及一些泄漏通道组成.

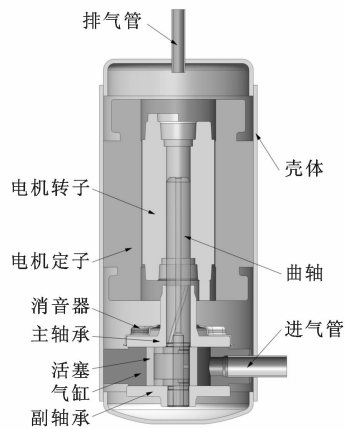


图 1 滚动活塞压缩机结构

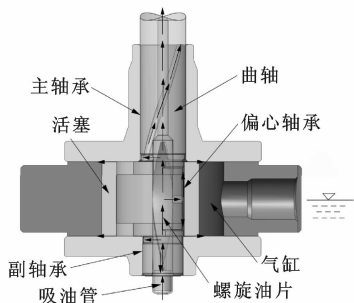


图 2 供油系统结构

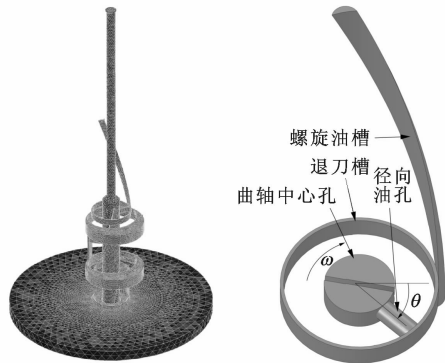
供油系统工作时,油池中的润滑油经吸油管进入曲轴中心孔,在受到吸油片离心力的作用后迅速

上升,并通过径向油孔送至各个润滑点.副轴承径向油孔中的润滑油先进入曲轴退刀槽,随后的大部分经副轴承油槽返回油池,由此起到润滑副轴承的作用,小部分润滑油进入偏心轴承,起到润滑活塞下端面的作用.主轴承径向油孔中的润滑油先进入曲轴退刀槽,随后的一部分进入主轴承螺旋油槽,排入压缩机壳体内,最后返回油池,另一部分进入偏心轴承,这个过程中润滑油在主轴承及活塞上端面起到润滑的作用.从偏心轴承径向油孔流出的润滑油通过偏心部位的切口进入偏心轴承,以润滑活塞,其中的一部分经活塞上、下端面泄漏后进入气缸.在某些工况下,润滑油还会从曲轴中心孔顶部流出,再由压缩机壳体返回油池.

1.2 物理模型

压缩机内部空腔(供油系统)如图 3a 所示.空腔内润滑油连续流动,流动雷诺数不大,可看作不可压缩流动.曲轴和轴承之间存有空隙,压缩机工作时该间隙内形成油膜,一部分润滑油会通过这个间隙泄漏掉.但是,曲轴和轴承之间的间隙很小,一般在 $10\text{ }\mu\text{m}$ 左右,通过这个间隙的泄漏量与螺旋油槽内润滑油的流量相比极小,可以忽略,因此模型未考虑该泄漏通道.活塞端面的泄漏主要由压差引起,压差取决于压缩机吸排气压差,对于某一特定工况,活塞端面泄漏可视为恒流源.

曲轴上的退刀槽与主轴承内壁面之间有一个环形空间,压缩机运行时,从径向油孔流出的润滑油会充满该空间,形成一个油环.油环直接与主轴承上的螺旋油槽相连,并通过螺旋油槽与曲轴的相对运动来润滑主轴承.退刀槽的深度会影响主轴承的供油量.压缩机运行时,径向油孔随曲轴而转动,螺旋油槽内壁面转动,外壁面静止,这样径向油孔与螺旋油槽之间是相对运动的,如图 3b 所示.曲轴中心孔的



(a)供油系统结构及网格划分 (b)主轴承退刀槽结构

图 3 供油系统的物理模型

润滑油通过径向油孔流入退刀槽,随后流入螺旋油槽。显然,当径向油孔和螺旋油槽的相对位置不同时,主轴承供油量也不同。

供油系统计算域大约包含 150 000 个非结构性网格,如图 3a 所示。在径向油孔等梯度较大的地方,网格较密,在油池等梯度较小的地方,网格较疏,这样既能保证网格质量,又能减小计算量。

1.3 边界条件

1.3.1 供油系统进口 本文涉及到油池内油面高度变化对供油量影响的问题。对于不同油面高度的供油系统,其物理模型有所不同。改变油面高度需要重新建立物理模型、划分网格、设置边界条件等,这显然增加了问题的复杂性。为简化问题,将油面高度的变化转化为某一固定面压力的变化,由固定面的不同压力来表示不同的油面高度。如果曲轴底面作为固定面(供油系统的进口),则供油系统进口为压力入口边界,进口压力

$$p = p_0 + \rho gh \quad (1)$$

式中: p_0 为压缩机壳体压力(气缸排气压力); ρ 为润滑油的密度; g 为重力加速度; h 为曲轴底面到油池油面的垂直高度。

1.3.2 活塞断面泄漏通道 活塞断面泄漏通道边界为速度进口边界,该泄漏主要由吸排气压差引起。若不计滑片厚度,气缸前腔容积可视为随转角 θ 变化的函数,即

$$V = R_c h_c \epsilon \left[(2 - \epsilon) \left(\pi - \frac{\theta}{2} \right) + (1 - \epsilon) \sin \theta + \frac{\epsilon \sin(2\theta)}{4} \right] \quad (2)$$

式中: R_c 为气缸直径; h_c 为气缸高度; $\epsilon = e/R_c$, e 为偏心距。

根据式(2)可以确定吸气终了和排气开始时的容积,假设压缩过程是一个多方过程,多方指数可按下式确定

$$p_s V_s^n = p_c(\theta) V_c^n(\theta) = p_d V_d^n \quad (3)$$

式中: p_s 、 p_d 和 p_c 分别为吸气压力、排气压力和压缩过程中的压力。由式(3)也可以得到压缩过程中气缸内压力随转角的变化。活塞断面泄漏流量(质量流量)可表示为随转角变化的函数,即

$$\dot{m}(\theta) = \frac{(2\pi - \theta)\delta^3 [p_d - p_c(\theta)] + \theta\delta^3 (p_d - p_s)}{12\mu \ln(R_1/R_2)} \quad (4)$$

式中: δ 为活塞泄漏间隙尺寸; μ 为润滑油的动力黏

性系数; R_1 、 R_2 分别为活塞泄漏间隙的内、外半径。

活塞泄漏端面在一个周期内的平均泄漏量和平均泄漏速度分别为

$$\bar{m} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \dot{m}(\theta) d\theta \quad (5)$$

$$\bar{v} = \frac{\bar{m}}{2\pi R_1 \delta \rho} \quad (6)$$

1.3.3 螺旋油槽出口 螺旋油槽出口直接与压缩机壳体内高压气体相通,该出口边界为压力出口边界,边界压力为 p_0 。

1.3.4 中心孔出口 中心孔出口边界分 2 种情况:1 是压力出口边界,压力值为 p_0 ;2 是速度边界,即模拟计算后发现该处有回流,说明润滑油在中心孔内形成了一个稳定的油面,速度值为 0 m/s,此时需重新计算。根据中心孔内的压力分布可以判断油面的位置和形状。

1.3.5 壁面 剩余的边界均为壁面边界,分为静止壁面和转动壁面。对于转动壁面,须设置转动轴的位置、转向及转动角速度。

1.4 控制方程

滚动活塞压缩机供油系统中润滑油的流动属低雷诺数不可压缩湍流流动,所以本文采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型对供油系统进行数值模拟。该模型主要基于湍流动能方程和扩散率方程,分别为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (8)$$

式中: G_k 表示层流速度梯度产生的湍流动能; G_b 表示浮力产生的湍流动能; Y_M 表示在可压缩湍流中由于过度扩散产生的波动; σ_k 和 σ_ϵ 分别表示湍流动能方程和扩散率方程的湍流普朗特数; $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$ 、 $C_{3\epsilon}$ 均为常量; μ_t 表示湍流黏度

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (9)$$

其中 C_μ 为常量。

2 实验验证

实际工作时,滚动活塞压缩机壳体内的气体与润滑油均处于高温、高压状态,轴承及各环节的供油量难以测量,所以实验采用开启式测量法,即壳体内压力为大气压力。这种情况下活塞端面不存在压差,

泄漏很小,可忽略.考虑到实际工作时大量制冷剂会溶于润滑油,导致润滑油黏度明显下降,动力黏度约为 $2.13\times 10^{-3}\text{ m}^2/\text{s}$,因此实验中压缩机润滑油由煤油代用,煤油的动力黏度为 $1.92\times 10^{-3}\text{ m}^2/\text{s}$,接近于压缩机实际工作时的润滑油黏度.为了更好地验证模型的准确性,实验中以水作为介质来测量主轴承的流量.

实验台主要由最高转速为 3 100 r/min 的机床、某型滚动活塞压缩机轴泵系统、壳体及有机玻璃套管组成,如图 4 所示.辅助设备包括量筒、机械秒表及游标卡尺等.

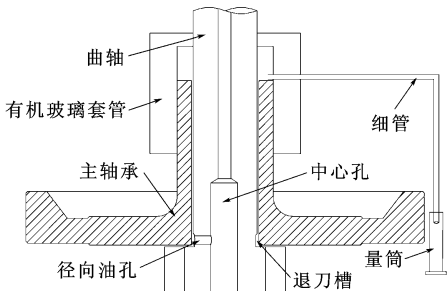


图 4 实验台示意图

机床驱动压缩机转轴,使压缩机工作在额定转速下,即 2 850 r/min.有机玻璃套管直接套在曲轴和主轴承上,通过有机玻璃上的刻度可以目测油面高度.机械秒表用来记录供油系统的工作时间,当供油系统稳定时开始计时.游标卡尺用来测量敞开壳体中油面的高度,实验中测定的液面高度为液面距离压缩机壳体底部的高度.

当曲轴转动时,液体沿着曲轴中心孔不断上升,大量液体通过主轴承上的螺旋油槽流入有机玻璃套管,随后经套管上的细管流入量筒.通过测量量筒内的液体量及运行时间,最终得到主轴承的流量.

在压缩机额定转速下,通过测量得到不同油面高度时主轴承的流量,再经计算可以得到主轴承在不同油面高度时的供油量,其与实验值的对比如图 5 所示.从图 5 中可以看出,实验与计算结果基本吻合.

3 计算结果分析

3.1 退刀槽的影响

径向油孔和螺旋油槽在不同的相对位置时主轴承供油量 q_{mb} 的计算结果如图 6 所示.从图 6 发现:当径向油孔正对螺旋油槽时,主轴承供油量最大;随着径向油孔的转动,主轴承供油量迅速减小;当径向油孔与螺旋油槽之间的角度约为 90° 时,主轴承供

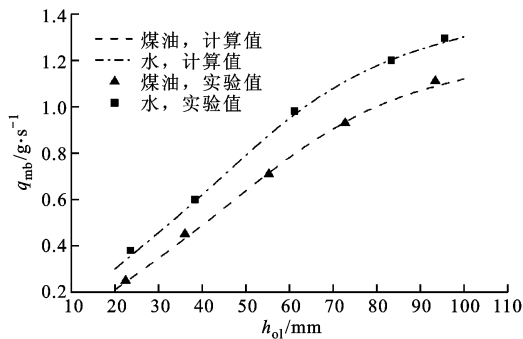
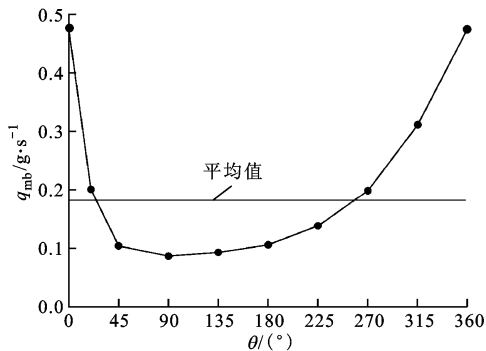


图 5 油面高度对主轴承供油量的影响

油量最小;径向油孔继续转动,主轴承供油量逐渐增加.

各相对位置下径向油孔出口与螺旋油槽进口的压差 Δp 的变化规律如图 7 所示.从图 7 可以看出,随着曲轴的变化,从径向油孔到螺旋油槽进口的压力损失呈现先增后减的趋势,与供油量的变化趋势相对应,表明各相对位置下,主轴承供油量的变化是由润滑油从径向油孔到螺旋油槽进口的压力损失变化引起的.从图 7 还可以看出,径向油孔出口与螺旋油槽进口之间的压差减小得较快,增大得较慢.



平均值为曲轴转动 1 周主轴承的平均供油量
图 6 主轴承供油量随曲轴转角的变化

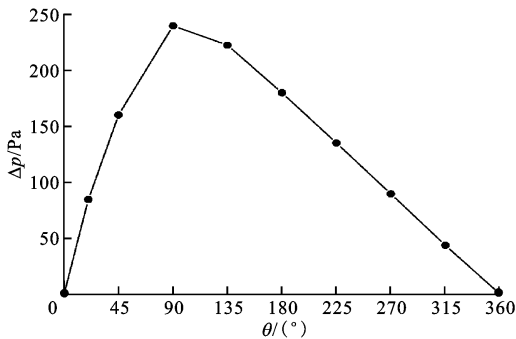


图 7 径向油孔出口与螺旋油槽进口之间的压差随曲轴转角的变化

退刀槽平面相对压力分布(相对于压缩机排气

压力)如图 8 所示. 从图 8 可以看出,从径向油孔出口开始,沿着转动方向压力逐渐减小. 径向油孔正对螺旋油槽时,从径向油孔流出的润滑油直接进入螺旋油槽;径向油孔旋转后,从径向油孔流出的润滑油需经过退刀槽进入螺旋油槽,旋转角度越大,润滑油在退刀槽中流动的距离越短. 径向油孔出口与螺旋油槽进口之间的压差取决于两者之间的距离和润滑油流动的距离,距离越大,压差越大,距离越小,压差越小. 在 2 个因素的综合作用下,当曲轴转角约为 90°时,压差最大,主轴承供油量最小.

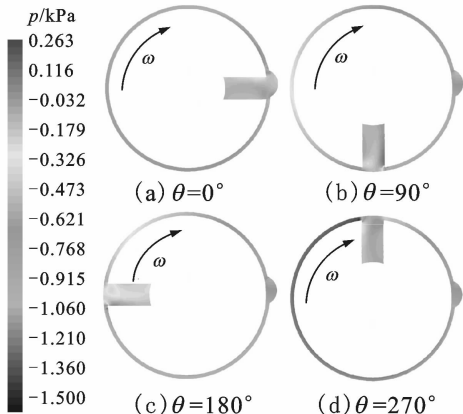


图 8 退刀槽平面压力分布

实际上供油系统的工作过程是动态的,研究供油系统的动态过程比较困难,但可将它转化成静态问题,即首先计算径向油孔和螺旋油槽在几个相对位置时的主轴承供油量,然后取其平均值作为动态供油系统主轴承的供油量. 这种通过计算不同的相对位置来替代动态过程的方法,是研究动态问题的简单、有效的方法.

3.2 排气压力的影响

计算获得的供油量随排气压力的变化如图 9 所示. 从图 9 可以看出,随着排气压力的增加,活塞端面的泄漏量增加. 当排气压力为 3.0 MPa 时,活塞端面泄漏量为 0.63 g/s,当排气压力增加到 4 MPa 时,泄漏量增大到 1.83 g/s,排气压力增加了 33.3%,活塞端面泄漏量增加了 190.5%.

活塞端面的泄漏主要由压差引起,而活塞内外压差主要取决于吸排气压差. 吸气压力一定时,排气压力越大,活塞内外压差越大,通过活塞端面的泄漏量越大. 压力增大,制冷剂在润滑油中的溶解度增大,润滑油黏度减小,润滑油更容易通过间隙泄漏. 从图 9 还可以看出,供油系统的总供油量随排气压力的增加而增大,螺旋油槽吐油量随排气压力的增加而减小.

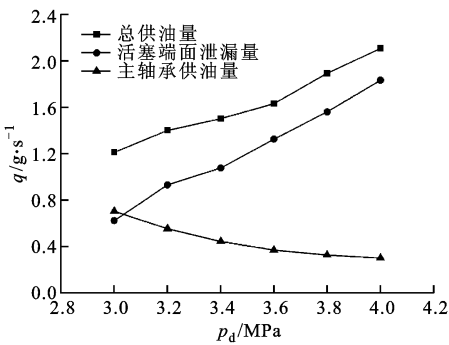


图 9 排气压力对供油量的影响

3.3 螺旋油槽的影响

螺旋油槽的主要设计参数是截面形状和倾斜角,如图 10 所示. 保持螺旋油槽截面面积一定,改变外壁面半径 R_o ,可得到不同截面形状的螺旋油槽. 对于不同倾斜角或不同截面形状的螺旋油槽,主轴承供油量有所不同.



(a)螺旋油槽结构 (b)螺旋油槽截面形状

图 10 螺旋油槽示意图

文献[1]将通过螺旋油槽的润滑油分为 2 部分, 1 部分由曲轴转动引起,即

$$q_r = \pi R_s R_o^2 f \sin \Phi$$
 (10)

另 1 部分由螺旋油槽进出口压差引起,即

$$q_p = \frac{F \pi R_o^4 \Delta p}{8 \mu l}$$
 (11)

式中: $F=0.189\ 58$. 通过螺旋油槽的润滑油(主轴承的供油量)

$$q_{mb} = q_r + q_p$$
 (12)

由于曲轴转动引起的流量和螺旋油槽进出口压差引起的流量之和大于实际主轴承供油量,将两者线性叠加计算得到主轴承的供油量与实际存在一定的误差,见表 1. 另外,CFD 模拟结果比文献[1]计算得到的结果小,这是文献[1]中的公式忽略了重力影响的原故.

表 1 文献[1]供油量与 CFD 模拟结果比较

方法	q_r	q_p	$q_r + q_p$	q_{mb}
文献[1]	0.259	0.202	0.461	0.461
模拟值	0.241	0.184	0.425	0.404
误差/%	-6.95	-8.91	-7.81	-12.36

螺旋油槽截面形状和倾斜角对主轴承供油量的影响如图 11 所示. 从图 11 可以看出, 随着外壁面半径 R_o 的增大, 螺旋油槽截面形状呈扁平状, 螺旋油槽出油量呈现先增后减的趋势, 当 R_o 为 2.8 mm 时, 供油量达到最大值. 从图 11 还可以看出, 随着倾斜角的增加, 螺旋油槽吐油量明显减小. 这是因为, 转速一定, 倾斜角增大, 螺旋油槽内壁面的线速度增大, 受壁面对润滑油的剪切作用, 润滑油的径向分速度增大, 润滑油在螺旋油槽内的绝对速度增大, 因此润滑油流量增大.

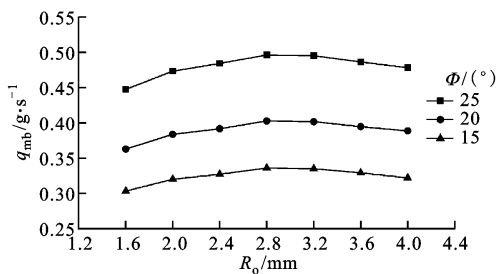


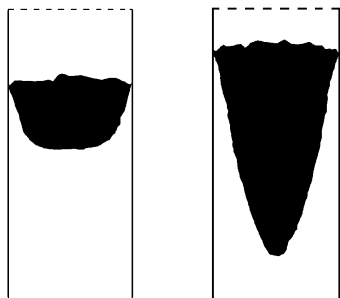
图 11 螺旋油槽截面形状和倾斜角对主轴承供油量的影响

计算结果表明, 螺旋油槽的倾斜角是影响主轴承供油量的主要因素, 在设计中可以通过调整螺旋油槽的倾斜角为主轴承获得适量的润滑油.

3.4 曲轴中心孔油气分界面

对于小型滚动活塞压缩机, 当转速不高时, 中心油孔内将形成一个稳定的抛物型线油面. 模拟时采用 VOF 模型的非稳态计算能够得到不同时刻润滑油的状态以及油气分界面的位置和形状.

对于滚动活塞压缩机供油系统, 本文采用了稳态算法, 即通过中心孔内的压力分布来获得油气分界面. 当中心孔内油面稳定后, 油面压力应与压缩机壳体内部的压力相同, 通过计算得到等压面便可获得中心孔内油气分界面高度与形状, 如图 12 所示. 从图 12 可以看出, 随着转速增大, 油气分界面越陡.



(a) 800 r/min (b) 2850 r/min

图 12 不同转速下曲轴中心孔内油气分界面形状

4 结 论

本文建立了房间空调器滚动活塞压缩机供油系统的模型, 利用 CFD 软件, 采用稳态分析法详细研究、分析了供油系统, 并得到以下结论.

(1) 压缩机在工作过程中, 主轴承的供油量随着曲轴的转动而循环变化. 这是压缩机工作时, 螺旋油槽与径向油孔的相对位置不断变化所致. 当径向油孔正对螺旋油槽时, 主轴承供油量最大; 当径向油孔与螺旋油槽间夹角约为 90° 时, 主轴承供油量最小.

(2) 活塞端面的泄漏主要由压差引起, 活塞内外压差主要取决于吸排气压差. 随着排气压力的增大, 活塞内外压差增大, 泄漏增加; 排气压力增大, 制冷剂在润滑油中的溶解度增大, 润滑油黏度下降, 润滑油更容易通过间隙而泄漏.

(3) 截面形状和倾斜角是螺旋油槽的主要设计参数. 保持螺旋油槽截面积不变, 螺旋油槽外壁面半径增大, 主轴承供油量先增后减. 螺旋油槽倾斜角的增大也会使主轴承供油量增加.

(4) 油池中油面高度会影响供油系统进出口的压差, 油面越高, 供油系统进出口压差越大, 总供油量越大, 主轴承供油量随着油池油面的升高而增大.

(5) 当曲轴中心孔不出油时, 在中心孔内形成了一个稳定的抛物型线油气分界面, 分界面位置和形状可通过中心孔内的压力分布获得. 转速越高, 抛物型线油气分界面形状越陡.

(6) 利用单相流模型和稳态算法来模拟滚动活塞压缩机供油系统的工作过程是合理的, 对于滚动活塞压缩机的设计有一定的指导意义.

参考文献:

- [1] ASANUMAZA H, ITAMI T, ISHIKAWA H. An experimental study of the shaft oil supply mechanism of a rotary compressor [C]//Proceedings of the International Compressor Engineering Conference. Purdue, USA: Purdue University, 1984: 383-390.
- [2] ITOH T, KOBAYASHI H, FUJITANI M, et al. Study on the oil supply system for rotary compressors [C]//Proceedings of the International Compressor Engineering Conference. Purdue, USA: Purdue University, 1992: 505-514.
- [3] KIM H J, LEE E S, KWAG S H. A study on the oil supply system of a rotary compressor [C]//Proceedings of the International Compressor Engineering Conference. Purdue, USA: Purdue University, 2000:

- 153-160.
- [4] KIM H J, LANCEY T W. Numerical study on the lubrication oil distribution in a refrigeration rotary compressor [J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(7): 800-808.
- [5] BERNARDI J D. CFD simulation of a scroll compressor oil pumping system [C]// Proceedings of the International Compressor Engineering Conference. Purdue, USA: Purdue University, 2000: 707-714.
- [6] CHO H, YOO B, KIM Y, et al. CFD simulation on the oil pump system of a variable speed scroll compressor [C]// Proceedings of the International Compressor Engineering Conference. Purdue, USA: Purdue University, 2002: C24-1.
- [7] MICHAEL M C. Investigation on the oil supply system of a scroll compressor [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part A Journal of Power and Energy, 2007, 221(4): 509-517.
- [8] KIM H J, AHN J M. Numerical simulation of oil supply system of a reciprocating compressor for household refrigerators [J]. HVAC & R Research, 2007, 13(5): 833-847.
- [9] LUCKMANN A J, ALVES M V C, BARBOSA J R Jr. Analysis of oil pumping in a reciprocating compressor [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(14/15): 3118-3123.
- [10] ALVES M V C, BARBOSA J R Jr, PRATA A T, et al. Fluid flow in a screw pump oil supply system for reciprocating compressors [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(1): 74-83.
- (编辑 苗凌)