

喷油螺杆压缩机工作过程的研究及应用*

西安交通大学 彭学院 邢子文 崔天生 张小军 束鹏程

摘要 以准确量化喷油的影响为重点对喷油螺杆压缩机工作过程进行了研究。除了建立工作腔内压缩气体的热力学模型外,着重分析了油在工作腔内的运动及分布状况,并在此基础上建立了反映喷油影响的数学模型。为了验证数学模型,除了进行常规的热力性能参数及 P-V 图测试外,还利用现代激光测量装置,对喷油雾化效果、油在工作腔内的运动及分布状况等进行了观察、测试。最后介绍了应用上述研究结果进行喷油螺杆压缩机优化设计的实例。

关键词 螺杆压缩机 喷油 工作过程 PIV 应用

喷油对螺杆压缩机可以起到冷却、润滑、密封及降噪的作用,因而对其性能具有重要影响。但油在工作腔内高速运动,将带来功率损失。尽管人们对喷油的重要影响已有直观认识,但对喷油螺杆压缩机工作腔内所发生的一切仍然知之甚少,对喷油参数的设计也是全凭经验,结果常常使得设计出来的压缩机热力性能不理想。所以,有必要以喷油为重点对喷油螺杆压缩机的工作过程进行系统的研究,从而在保证冷却、润滑、密封及降噪作用的前提下,使喷油引起的附加功耗降到最小。

目前有许多描述喷油螺杆压缩机工作过程的数学模型,它们大多基于质量、能量守恒方程及气体状态方程^[1~8]。这些数学模型的主要差别在于:描述诸如油气混合物泄漏、油气之间的换热、喷油带来的搅拌损失及剪切摩擦损失等现象时存在差异,而这些现象恰恰很难用一个通用的公式表达出来。事实上,在数学模型上产生各种差别的主要原因是人们对喷油螺杆压缩机工作腔内的油分布尚不清楚。因此,一个好的喷油螺杆压缩机工作过程数学模型应建立在对工作腔内油的分布作出合理分析的基础之上。

本文对工作腔内油的运动、分布作了分析,并将喷油对工作过程的影响体现到数学模型中去。为了验证所建立的数学模型,作者测试了一台样机在不同工况下的热力性能及 P-V 图,同数值模拟结果进行了对比。此外,作者借助于现代激光测试设备——粒子成像速度计(PIV),对喷油雾

化、油的运动与分布作了探索性试验研究。

1 工作腔内油的运动及分布

工作腔内的油主要来自喷油孔口,喷油流量的计算公式为:

$$\dot{m}_{inj} = \alpha A_0 \sqrt{2\rho\Delta p} \quad (1)$$

值得注意的是,除了喷油以外,还有两种途径使油进入工作腔(1)泄漏到吸气腔的油随同进气一起回到工作腔(2)相邻工作腔之间的油气混合物泄漏。在用连续方程描述工作腔内油的质量守恒时,这些因素不能忽略。

喷入工作腔的油被不同程度地雾化,雾化的效果可用油粒大小的分布函数表示:

$$dn/dd = ad^a \exp(-bd^b) \quad (2)$$

从总体上反映油雾化效果的参数用索特(Sauter)平均直径表示,其计算公式为:

$$d_{32} = \frac{\int_0^{\infty} d^3 (dn/dd) dd}{\int_0^{\infty} d^2 (dn/dd) dd} \quad (3)$$

作者对喷油雾化效果进行了专门研究,结果发现,螺杆压缩机的喷油雾化效果并不理想,在某些情况下,如喷油孔口过大或过小,喷油压力太低等,喷油几乎达不到雾化效果。尽管如此,采用上述“油滴”模型,将使油的运动、传热计算简化,况且,只要适当调整油滴直径,这种模型可以适用于各种喷油雾化计算。

* 本研究系西安交通大学科学研究基金项目
收稿日期 2000-09-14

为了弄清工作腔内油的分布,下面将对油在工作腔内的运动进行分析。油在腔内的运动包括油滴在空间内的自由飞行,以及油在螺杆转子表面上的运动。

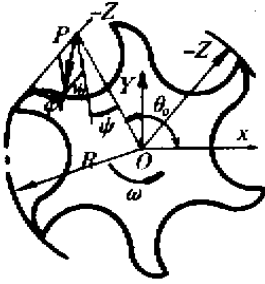


图 1 油滴自由飞行计算所用坐标系

在如图 1 所示的圆柱坐标系统中,油滴的自由飞行可用如下微分方程组来描述:

$$\ddot{r} = r\dot{\theta}^2 - g\sin\theta + \frac{3}{4}C_D \frac{\mu_g Re}{\rho d_p^2} (U_r - \dot{r}) \quad (4)$$

$$\ddot{\theta} = -2\frac{\dot{r}}{r}\dot{\theta} - \frac{g\cos\theta}{r} + \frac{3}{4}C_D \frac{\mu_g Re}{\rho d_p^2} \left(\frac{U_\theta - r\dot{\theta}}{r}\right) \quad (5)$$

$$\ddot{z} = \frac{3}{4}C_D \frac{\mu_g Re}{\rho d_p^2} (U_z - \dot{z}) \quad (6)$$

其中:

$$\dot{r} = dr/dt, \quad \dot{\theta} = d\theta/dt, \quad \dot{z} = dz/dt \quad (7)$$

$$C_D = \begin{cases} 24/Re & Re \leq 1 \\ \frac{24}{Re} \left(1 + \frac{1}{6} Re^{2/3}\right) & 1 < Re < 600 \\ 0.42 & Re \geq 600 \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} Re = \frac{\rho_g d_p \sqrt{|\vec{U}|^2 - |\vec{u}|^2}}{\mu_g} \\ \vec{u} = (\dot{r}, r\dot{\theta}, \dot{z}) \\ \vec{U} = (0, \omega r, \frac{\omega L}{\tau}) \end{cases} \quad (9)$$

方程(4~6)采用四步 Runge - Kutta 法求解。求解所采用的初始条件为:

$$r(0) = R, \quad \theta(0) = \theta_0, \quad z(0) = 0 \quad (10)$$

$$\begin{cases} \dot{r}(0) = v_0 \sin\varphi \cos\Psi \\ \dot{\theta}(0) = v_0 \sin\varphi \cos\Psi / R \\ \dot{z}(0) = v_0 \cos\varphi \end{cases} \quad (11)$$

求解过程中的每一个时间步都要判断油滴是否已经落到转子表面上,以确定计算是否应该结束。

不同直径的油滴经过一段时间的自由飞行

后,一般都会与啮合中的一个转子相撞,从而获得一个相对于转子表面运行的初始相对速度。忽略从转子表面溅起的少量油滴,认为油滴在碰到转子表面后立即获得转子的旋转角速度,同时油获得在转子表面上的相对速度。

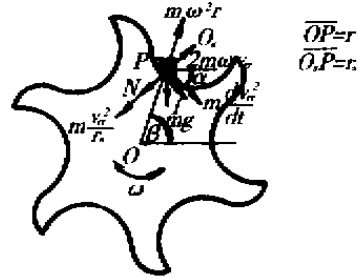


图 2 螺杆转子表面上油滴的受力情况

以阴转子表面上油滴的运动为例进行说明。高速旋转的螺杆转子表面上的油滴受力如图 2 所示。根据力的平衡原理,得到如下方程组用来描述油在转子表面的运动:

$$\frac{dv_r}{dt} = -\omega^2 r \cos(\beta + \alpha) - g \sin\alpha - \frac{\pi d_p^2}{4} \tau \quad (12)$$

$$N = m\omega^2 r \sin(\beta + \alpha) + 2m\omega v_r - m \frac{v_r^2}{r_s} - mg \cos\alpha \quad (13)$$

$$|d\vec{r}/dt| = ds/dt = v_r \quad (14)$$

应注意,如果 N 超过 N_{max} ,则说明油滴将脱离转子表面,从而 $N = 0$,这里 N_{max} 是油滴具有的最大表面张力。

2 喷油对工作过程的影响

2.1 油气之间的换热

计算油气之间的换热时,既要考虑到气体与工作腔内自由飞行的油滴之间的换热,又要考虑到气体与工作腔固体壁上油的换热。

对于自由飞行的球状油滴,其努塞尔数 Nu 可表示为:

$$Nu = 2 + 0.6 Re^{0.5} Pr^{0.33} \quad (15)$$

单个油滴与气体之间的换热量为:

$$Q = \alpha A (T_g - T_l) \quad (16)$$

所有飞行油滴与气体之间的换热量为:

$$Q_{total} = \sum_{d_p=0}^{d_{max}} \alpha_i A_i (T_g - T_l) \Delta N_i \quad (17)$$

式中 下标 i——按油滴直径分组的序号
 ΔN_i ——第 i 组的油滴数,该组包括直径从

$d_{p_j} - \Delta d$ 到 $d_{p_i} + \Delta d$ 的所有油滴

为了简化计算,可以通过使用索特平均直径来避免将油滴分组带来的麻烦。此时,相应的换热量表示如下:

$$Q_{total} = \frac{Nu\lambda_l}{d_{32}} (\pi d_{32}^2 \chi (T_g - T_l)) \frac{M_l}{(\rho_l \frac{1}{6} \pi d_{32}^3)} \quad (18)$$

气体与壁面上油之间的换热表示为:

$$Q = \xi \alpha V^{2/3} (T_g - T_l) \quad (19)$$

式中 $V^{2/3}$ ——近似代表换热面积

ξ ——用来修正换热面积及换热系数引起的偏差的系数

2.2 油气混合物的泄漏

假设油气混合物在泄漏间隙内为分层流动,相应的油气泄漏流量为:

$$\begin{cases} \dot{m}_g = \alpha A u_g \rho_g \\ \dot{m}_o = (1 - \alpha) A u_o \rho_o \end{cases} \quad (20)$$

其中:

$$u_g = \varphi \sqrt{\chi (h_1 - h_2)} \quad (21)$$

$$\alpha = (1 + \frac{1-x}{x} \frac{\rho_g}{\rho_o} S)^{-1} \quad (22)$$

$$S = 0.4 + 0.6 \left(\frac{\rho_o}{\rho_g} + 0.4 \frac{1-x}{x} \right) y^2 \times (1 + 0.4 \frac{1-x}{x})^{-1/2} \quad (23)$$

2.3 喷油引起的功率损失

与喷油有关的功率损失包括三个方面:油及油中溶解气体的压缩,油的剪切摩擦以及油的离心加速。

根据相平衡原理,任时刻工作腔内的油压等于气体压力,据此可确定油的压缩引起的功率损失:

$$N_1 = Q_0 (P_d - P_s) \quad (24)$$

油从喷油孔口喷出后,油压降低,气体溶解度也降低,油中溶解的部分气体析出。从油中析出的气体随工作腔内气体一同被压缩,相应的功耗可近似表示为:

$$N_2 = \frac{\rho_o Q_0 S (P_s, T_{inj})}{\rho_s Q_g} N_i \quad (25)$$

此外,油中未析出的气体也经历了压缩过程,假设该过程为等容压缩,相应的功耗由下式计算:

$$N_3 = \frac{\rho_o Q_0 [S (P_d, T_d) - S (P_s, T_{inj})]}{\rho_s} \times (P_d - P_s) \quad (26)$$

实验观察发现,两个啮合的转子之间,以及转子与气缸之间的间隙内一般都充满了油。基于这个事实,本文对喷油引起的摩擦损失进行了计算。其中,转子与气缸之间的间隙被简化为如图3所示的几何模型,间隙中油的摩擦损失可表示为:

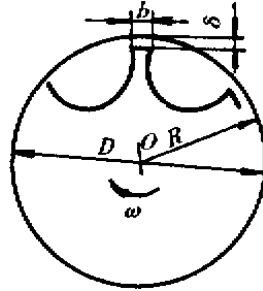


图3 齿顶间隙的简化几何模型

$$N_4 = \frac{\mu L}{4\delta} (Z_M \omega_M^2 D_M^2 b_M + Z_F \omega_F^2 D_F^2 b_F) \quad (27)$$

两个转子的相互接触位置存在一层油膜,这层油膜使得两个相互啮合的转子之间形成了弹性流体动力润滑,从而使得相应的摩擦功耗很小。这部分摩擦功耗计算如下(见图4)。

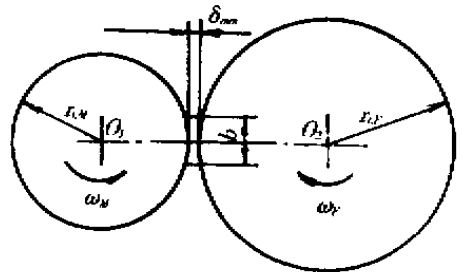


图4 啮合间隙的简化几何模型

排气端面间隙内油的摩擦功耗表示为:

$$N_5 = \omega M = \omega r_{1,M} \mu \frac{u_r}{\delta_{min}} L b \quad (28)$$

$$N_6 = \frac{\mu}{\delta} (\omega_M^2 \iint_M r^2 dA + \omega_F^2 \iint_F r^2 dA) \quad (29)$$

$$N_7 = \frac{1}{2} \rho_o Q_0 \left(\frac{1}{4} \omega_F^2 D_F^2 + \frac{1}{4} \omega_M^2 D_M^2 - \omega_F D_F v_o \sin \varphi \sin \Psi \right) \quad (30)$$

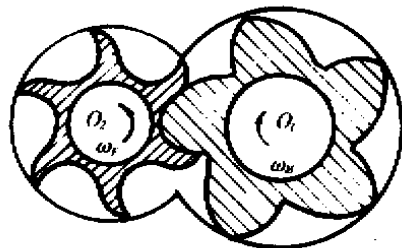


图5 排气端面摩擦损失计算中用到的积分区域

其中,积分区域 M 和 K (如图 5 所示) 分别表示阳螺杆和阴螺杆转子端面上的阴影面积。

最后,喷油引起的总的功率损失为:

$$N_{oil} = \sum_{j=1}^7 N_j \quad (31)$$

3 工作过程模拟

描述工作腔内油气参数变化的基本方程如下:

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{\partial P}{\partial M_g} \frac{dM_g}{d\theta} + \frac{\partial P}{\partial T_g} \frac{dT_g}{d\theta} + \frac{\partial P}{\partial V_g} \frac{dV_g}{d\theta} \quad (32)$$

$$\frac{dM_g}{d\theta} = \frac{1}{\omega} (\dot{m}_{gi} - \dot{m}_{go}) \quad (33)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_g}{d\theta} = \frac{1}{c_v M_g \omega} [& -(P\omega \frac{dV}{d\theta} - P_i q_{li} + P q_{lo}) \\ & + (\dot{m}_{gi} h_{gi} - \dot{m}_{go} h_g) - hS(T_g - T_l) \\ & - C_v T_g \omega \frac{dM_g}{d\theta}] \end{aligned} \quad (34)$$

$$\frac{dM_l}{d\theta} = \frac{1}{\omega} (\dot{m}_{li} - \dot{m}_{lo}) \quad (35)$$

$$\frac{dT_l}{d\theta} = \frac{1}{M_l \omega} \dot{m}_{li} (T_{li} - T_l) + \frac{hS}{C_l M_l \omega} (T_g - T_l) \quad (36)$$

利用四步 Runge - Kutta 法, 联立求解方程(33 ~ 36), 而反映喷油影响的方程则被代入到这些方程中去。对工作循环进行 3 ~ 5 次迭代, 即可获得任一时刻工作腔内气体和油的参数, 进而计算出压缩机的热力性能。



图 6 喷油螺杆压缩机性能测试台

4 模型的验证

为了验证本文的数学模型, 作者在图 6 所示的螺杆压缩机的性能实验台上测试了样机在各种

不同工况下的热力性能, 同时, 利用集流环及数据采集系统, 获取了样机的 $P - V$ 图。另外, 借助图 7 所示的激光测试系统——粒子成像速度计 (PIV) 对喷油雾化、油的运动及分布进行了一些探索性实验研究。

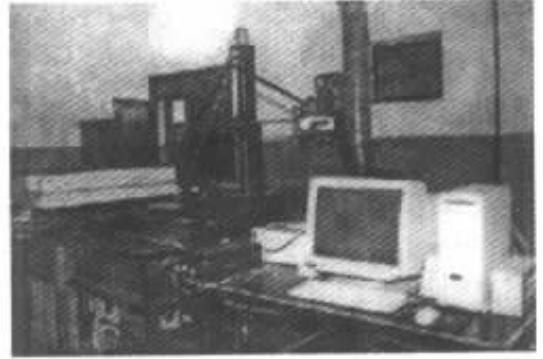


图 7 PIV 激光测试系统

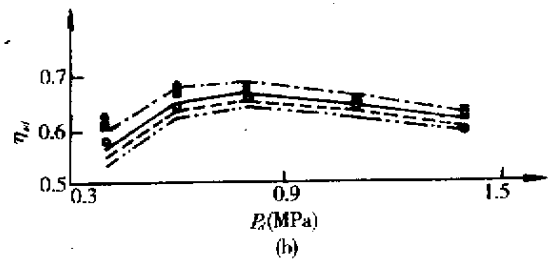
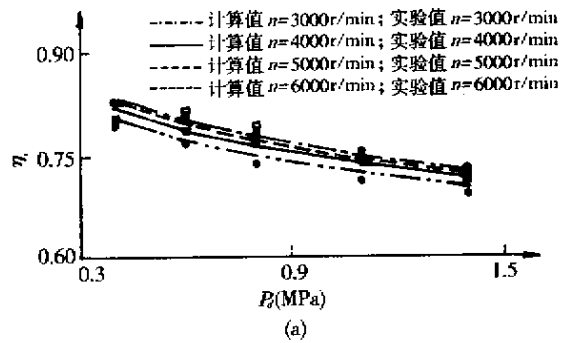


图 8 容积效率 η_v 、绝热效率 η_{ad} 计算值与实验值的比较

图 8 分别表示样机在不同转速、不同压力下的容积效率和绝热效率。从图中可以看出, 利用工作过程模拟得到的计算结果同实测值在总体趋势上是一致的, 尽管在某些工况点上还存在一定程度的偏差。

图 9 为 $P - V$ 图计算结果与实测结果比较实例。尽管在排气阶段两者出现较大的偏差, 但 $P - V$ 图的基本走势还是相似的。为了改进模型, 作者

正在对螺杆压缩机的排气压力脉动进行研究。

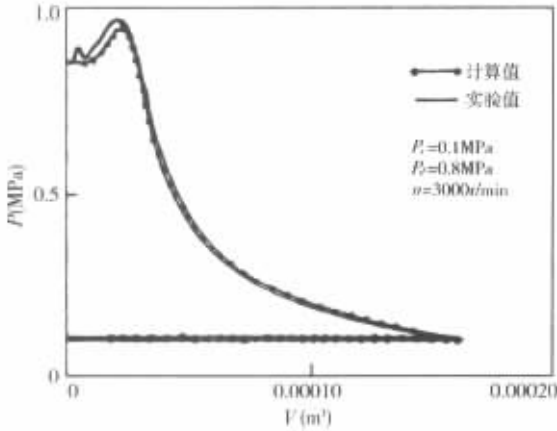


图9 P-V图比较实例

图 10 给出了利用 PIV 拍摄并处理的喷油雾化实例。从两个图的对比可以看出 不同喷油参数得到的喷油雾化效果可能产生相当大的差别。作者目前正在利用 PIV 对喷油问题进行进一步的研究,以了解喷油螺杆压缩机工作腔内油的真实状态。



(a) 喷油孔径 3mm 压差 0.3MPa



(b) 喷油孔径 5mm 压差 0.3MPa

图 10 喷油雾化效果实例

5 研究成果的应用

本文所建数学模型已被编程并移植到由西安交通大学开发的螺杆压缩机设计计算机软件包 SC-

CAD 中,经过不断修正和完善,该软件目前的版本是 Windows 系统下的 SCCAD3.0 版⁹¹。

利用 SCCAD 设计系统,可对喷油螺杆压缩机进行参数优化设计。利用基于本文模型的数值模拟,比较给定条件下不同设计参数下的性能,可以获得一组使热力性能较优的设计参数(尤其是与喷油有关的参数)。作者为国内某厂家设计的 GY-17/7 型螺杆空压机,就是一个很好的应用实例。在转子型线确定后,通过比较利用工作过程模拟获得的热力性能,许多参数如喷油孔口的位置、直径及数目等都可以进行数值试验。该机型最后的设计参数(部分参数如表 1 所示)令人十分满意,其比功率在 $P_d = 0.7\text{MPa(g)}, Q = 17\text{m}^3/\text{min}$ 时为 $6.11\text{kW}/(\text{m}^3/\text{min})$,属于优等品之列。

表 1 GY-17/7 的部分设计参数

转子型线	X31	阳螺杆的吸气角(°)	278
转速(r/min)	$n_1 = 1800$ $n_2 = 1500$	阴螺杆的吸气角(°)	264
油滴的数目/直径(l/mm)	2×10	阳螺杆的排气角(°)	43.5
喷油起始位置的内容积比	$\tau_1 = 1.2$ $\tau_1 = 1.8$	阴螺杆的排气角(°)	96

6 结论

本文在考虑工作腔内油运动、分布及其影响的基础上,建立了喷油螺杆压缩机工作过程的数学模型,并利用实测热力性能数据及 P-V 图对模型进行了验证。此外,首次利用 PIV 对螺杆喷油问题进行了探索性研究。本文所建立的数学模型经编程并移植到 SCCAD3.0 软件中,对 GY-17/7 螺杆空压机进行了参数优化设计,取得了满意的效果。

参考文献

- 1 Singh P J, Patel G C. A Generalized Performance Computer Program for Oil Flooded Twin-screw Compressors. Proceedings of the 1984 International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1984
- 2 Sangfors B. Computer Simulation of the Oil Injected Twin Screw Compressor. Proceedings of the 1984 International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1984
- 3 Fujiwara M, Kasuya K. Computer Modeling for Performance Analysis of Rotary Screw Compressor. Proceedings of the 1984 International Com-

(下转第 46 页)

(上接第 13 页)

- pressor Engineering Conference at Purdue , 1984
- 4 Singh P J etc. Thermal Interaction Between Oil and Gas of the Twin Screw Compressor. Proceedings of the 1986 International Compressor Engineering Conference at Purdue , 1986
 - 5 Stosic N et al. Experimental Investigation Upon the Screw Compressor Working Process. Proceedings of the 1990 International Compressor Engineering Conference at Purdue , 1990
 - 6 Fujiwara M et al. Performance Analysis of Oil – injected Screw Compressors and its Applications. Proceedings of the 1990 International Compressor Engineering Conference at Purdue , 1990
 - 7 Stosic N et al. Investigation of the Influence of Oil Injection Upon the Compressor Working Process. Int. J. Refrig. , 1992 ;15(4)
 - 8 Sangfors B. Computer Simulation of Effects From Injection of Different Liquids in Screw Compressors. Proceedings of the 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue , 1998
 - 9 曹峰等 . 基于 Windows 的螺杆压缩机设计计算软件用户界面编制 . 流体机械 , 2000 ;28(12) :31 ~ 34
-

彭学院 710049 陕西西安市咸宁西路 28 号西安交通大学压缩机教研室

Study of Oil—Injected Screw Compressors and Its Application Peng Xueyuan et al(9)

Besides establishment of a thermodynamic model, oil movement and distribution within the compression chamber is analyzed, and a model quantifying the influence of oil injection is built up. Performance parameters of a prototype compressor are measured and the $P-V$ diagram is recorded. Furthermore, a laser—measuring instrument PIV is used to investigate the atomization of oil injection, oil movement and distribution. Finally, application of the research results to the design of oil—injected compressor is introduced.

Keywords: screw compressor, oil injection, working process, PIV, application