DOI:10.19322/j. cnki. issn. 1006-4710.2022.02.006

单螺杆压缩机啮合副油膜流场数学模型研究

黄 锐,夏 天,陈国庆,孙帅辉

(西安理工大学西北旱区生态水利国家重点实验室,陕西西安710048)

摘要:本文针对单螺杆压缩机啮合副油膜流场数学模型进行研究。目前对于该油膜流场的模拟, 常采用的模型为油膜压力分段计算模型,而此模型未考虑润滑油沿星轮齿长方向上的流动和星轮 齿面扩散区域导致的油膜负压,是否适用于啮合副油膜流场计算,仍未有直接实验验证结果。为 此,本文建立了啮合副间隙的三维模型,考虑了沿星轮齿长方向上的润滑油流动和几何扩散区域的 空穴现象,提出了油膜流场数值模拟计算模型,搭建了啮合副油膜流场压力测试实验台,并基于 ANSYS FLUENT 对实验台啮合副间隙内的油膜压力场进行模拟,且将实验结果与本文模型和油 膜压力分段计算模型进行对比分析,并考察了两种数学模型的精确度和适用性。对比结果表明:油 膜压力分段计算模型进行对比分析,并考察了两种数学模型的精确度和适用性。对比结果表明:油 膜压力分段计算模型得出的油膜压力场整体大于本文模型得出的压力场;油膜压力分段计算模型 在星轮齿型面为单直线型面且螺杆转速较低时,与实验结果吻合较好;而本文模型在三种型面以及 两种螺杆转速下均与实验结果吻合良好。

Study of oil film flow field simulation models in meshing pairs for single screw compressor

HUANG Rui, XIA Tian, CHEN Guoqing, SUN Shuaihui

(State Key Laboratory of Eco-hydraulics in Northwest Arid Region of China, Xi'an

University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract: The mathematical model for the oil film flow field in meshing pair gap of single screw compressor is studied. At present, the commonly used model is the oil film pressure segmented calculation model, but this model does not consider the lubricating oil flow in the star-wheel tooth length direction and the oil film negative pressure caused by the divergent area of meshing gap. Whether the model is suitable for the calculation of oil film flow field in the meshing gap has not been directly validated by experiments. Therefore, this paper proposes a three-dimensional oil film numerical simulation model considering the lubricating oil flow in the tooth length direction and the cavitation in the divergent area, and builds an oil film pressure test-bed. The oil film pressure field in the experimental meshing pair gap is simulated via ANSYS FLUENT and compared with the segmented calculation model results and the experimental results. Finally, the accuracy and applicability of the two kinds of models are investigated. Results show that the oil film pressure field obtained from the segmented calculation model is larger than that obtained by the numerical simulation method. The segmented calculation is in good agreement with the experimental results when the tooth profile is single line envelope profile and the screw speed is low. The numerical simulation method is in good agreement with the experimental results under three types of profiles and two kinds of screw speeds.

Key words: single screw compressor; meshing pair; tooth profile; oil film flow field

收稿日期: 2021-08-29; 网络出版日期: 2021-12-17

网络出版地址: https://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1294.N.20211216.1821.006.html

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51706179);陕西省自然科学基础研究计划资助项目(2019JQ-733);陕西省教育 厅研究计划专项资助项目(17JK0543)

通信作者: 黄锐,女,博士,讲师,研究方向为螺杆机械的内部流动。E-mail: huangruirxf@163.com

单螺杆压缩机属于容积式压缩机的一种,已被 广泛应用于空气压缩、制冷剂压缩以及化工气体压 缩等领域。单螺杆压缩机结构如图1所示,其主要 零件包括星轮、螺杆以及包围螺杆和星轮的机壳。 在工作过程中,螺杆由电机拖动旋转,星轮齿面、机 壳内壁和螺杆螺槽形成不断缩小的密闭腔,当密闭 腔内气体达到设计压力时,密闭腔与机壳上的排气 通道联通,压缩气体排出。通常将一个螺杆和一个 星轮称为一对啮合副。





单螺杆压缩机的星轮齿面(即啮合区域)容易磨损,如图2所示。吴伟烽、李挺^[1,2]等提出,星轮齿 磨损的原因主要是星轮齿受到了不平衡的周向油膜 力矩。当润滑油流经啮合副间隙时,间隙内产生油 膜压力场,该压力场推动星轮齿面背离螺槽表面,使 星轮齿发生偏转。由于星轮齿两侧均有润滑油流 过,两侧均受到油膜力作用,当油膜力一侧过大,另 一侧过小时,可使星轮齿转向受力较小的一侧,使得 受力较小侧的星轮齿面与螺槽表面发生金属接触, 最终发生磨损。因此,准确地计算油膜压力场是解 决星轮齿磨损问题的关键。



图 2 磨损前后的星轮齿面 Fig. 2 Star-wheel tooth flank before and after wear

目前,对啮合副间隙内油膜压力场的计算主要 有两种模型。一种是 Post 等^[3,4]提出的(本文称其 为 Post 模型)。Post 和 Zwaans 最早对啮合副油膜 作用力进行了研究,他们假设润滑油沿星轮齿长方 向无流动,将 B.E Launder 轴承润滑模型^[5]引入啮 合副油膜压力场的计算中,对单直线型面和单圆柱 型面啮合副间隙内的油膜压力分布进行了计算。 Sun 等^[6]在 Post 模型基础上,对单直线包络型面啮 合副间隙内,油膜压力随间隙宽度的变化规律进行 了分析。然而,在啮合副啮合过程中,星轮齿不同齿 长处的相对速度与螺槽的相对速度不等,在 Post 和 Sun 的研究中,并未涉及不同相对速度的处理方式。

为了进一步考虑星轮齿不同齿长处相对速度的 不同对油膜压力场的影响, Huang 等^[7-9]提出了另 一种模型,即油膜压力分段计算模型(本文称为模型 1,下同)。该模型将星轮齿面沿齿长方向分成众多 微元段,假设星轮齿与螺槽的相对速度在每一个微 元段内保持不变,采用 B. E Launder 轴承润滑模型 对每一个微元段内的油膜压力分布进行求解,进而 得出整个齿面上的压力分布。Huang 等还在该模 型基础上,提出了一种基于平衡星轮周向力矩的圆 柱类包络型面的优化方法。Li 等^[10]在 Huang 的基 础上,对采用单直线型面、单圆柱型面和多圆柱型面 的啮合副间隙内的水膜压力进行了比较。Li 等[11] 还对单直线型面、单圆柱型面和多圆柱型面啮合副 的油膜力特性开展了实验研究,通过测量自平衡实 验和加载实验中的星轮齿偏角,间接证明了油膜压 力分段计算模型的计算结果与实验结果基本一致。 Liu 等^[12]认为,可通过油膜压力分段计算模型,计算 多圆柱包络型面的星轮齿两侧的油膜压力场,进而 得到星轮齿周向力矩,并通过调整圆柱位置来平衡 周向力矩。油膜压力分段计算模型也是基于润滑油 在星轮齿长方向无流动(即微元段与微元段之间无 流动)这一假设发展起来的。然而,由于星轮齿上表 面为压缩腔的高压区,而星轮齿根处于星轮腔中,星 轮腔的压力是常压,在压差的作用下,必将有润滑油 沿星轮齿长方向的流动,以及润滑油向齿根处的泄 漏(端泄)。那么,忽略润滑油在齿长方向的流动,对 油膜流场的影响有多大,目前还未见文献报道。另 外,以上两种模型均未考虑润滑油在啮合副间隙发 散段的空穴现象,而空穴现象也会对油膜流场产生 影响^[13,14]。

基于以上分析,本文采用 SolidWorks 软件,构 建了实验台啮合副三维间隙几何模型,采用 AN-SYS ICEM 软件对计算域进行提取和结构网格划 分,基于质量守恒方程、动量守恒方程、RNG k-ε 湍 流模型、Mixture 混合模型以及 Sing Hal-Et-Al 空 穴模型,考虑了沿星轮齿长方向上的润滑油流动和 几何扩散区域的空穴现象,提出了油膜流场数值模 拟计算模型(称为本文模型或模型 2,下同),搭建了

啮合副油膜流场压力测试实验台,并基于 ANSYS FLUENT 对实验台啮合副间隙内的油膜压力场进 行模拟,将实验结果与本文模型和模型1进行对比 分析,考察了两种数学模型的精确度和适用性。结 果表明,本文模型准确度更高,适用范围更广。

1 数学模型

1.1 油膜压力分段计算模型(模型1)^[7-9]

油膜压力分段计算模型中,将星轮齿面划分为若 干个微元段 dl,如图 3(a)所示。微元段内的间隙几何 模型如图 3(b),在每一个微元段内,其间隙形态沿啮合 副相对运动速度U的方向呈现先收敛后扩张的特点。





B.E Launder 轴承润滑模型的表达式为:

$$\frac{\mathrm{d}P(x)}{\mathrm{d}x} = \frac{12\mu}{h(x)^2} \left(\frac{U}{2} - u_{\rm m}\right) + \frac{\rho}{h(x)} \cdot \left(\alpha u_{\rm m}^2 - \beta U^2\right) \frac{\mathrm{d}h(x)}{\mathrm{d}x}$$
(1)

式中:P 为间隙内的油膜压力, Pa; µ 为润滑油的动 力粘度, $Pa \cdot s^{-1}$; h 为间隙宽度, mm; U 为星轮齿面 与螺槽表面在微元段上的相对运动速度,m·s⁻¹; ρ 为润滑油密度,m³/kg; α =1.2; β = 0.133; u_m 为流体 在窄缝内的平均质量流速:

$$u_{\rm m}=\frac{1}{\rho h}\int_{0}^{h}u{\rm d}y$$

式中:u为润滑油在y方向上的速度分布。

连续性方程和 Gumbel 压力边界条件为:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x} \left[\rho u_{\mathrm{m}} h(x) \right] = 0 \tag{2}$$

$$\begin{cases} x = x_0, \ P(x) = P_{\text{in}} \\ x = x_n, \ P(x) = P_{\text{out}} \end{cases}$$
(3)

式中:Pin为密封腔压力,Pa;Pout为低压腔压力,Pa。 对式(1)进行积分,将式(2)和式(3)代入积分后 的式(1),并进行整理化简,具体推导过程可参考文 献[7]~[10],最终得出微元段间隙内的油膜压力分 布计算模型:

$$P(x) = P_{out} + \int_{x_0}^{x} \frac{6\mu U}{h(x)^2} dx - \frac{12\mu M}{\rho} \int_{x_0}^{x} \frac{1}{h(x)^3} dx - \frac{12\mu M}{\rho} \int_{x_0}^{x} \frac{1}{h(x)^3} dx - \frac{1}{\rho} \frac{M^2}{2\rho} \left(\frac{1}{h(x)^2} - \frac{1}{h(x_0)^2}\right) - \frac{1}{\rho \beta U^2} \left[\ln h(x) - \ln h(x_0)\right]$$

$$\beta U^2 \left[\ln h(x) - \ln h(x_0)\right]$$

$$\ddagger + :$$

$$M = \frac{\frac{12\mu}{\rho} \int_{x_0}^{x_n} \frac{1}{h(x)^3} dx}{\frac{\alpha}{\rho} \left(\frac{1}{h(x_0)^2} - \frac{1}{h(x_n)^2}\right)} - \frac{1}{h(x_n)^2}$$

$$\frac{\sqrt{\left(\frac{12\mu}{\rho}\right)_{x_{0}}^{n}\frac{1}{h(x)^{3}}dx} + \frac{2\alpha}{\rho}\left(\frac{1}{h(x_{n})^{2}} - \frac{1}{h(x_{0})^{2}}\right)N}{\frac{\alpha}{\rho}\left(\frac{1}{h(x_{0})^{2}} - \frac{1}{h(x_{n})^{2}}\right)}$$
$$N = \int_{x_{0}}^{x_{n}}\frac{6\mu U}{h(x)^{2}}dx - \beta U^{2}\left[\ln h(x_{n}) - \ln h(x_{0})\right] + P_{\text{ext}} - P_{\text{ext}}$$

计算油膜压力分布时,需根据设计参数得出不 同星轮齿长处啮合副的相对速度U,将其代入式 (4),即可求得啮合副间隙内收敛段的油膜压力分 布。当润滑油流经发散段时,根据 Gumbel 压力边 界条件的假设,润滑油压力与收敛段出口边界条件 的压力值相同。

从图 3 和式(1) ~ (4)可看出,各微元段间隙内 的油膜流场压力分布为 x 的函数,油膜流场压力梯 度在微元段内沿 l 方向保持不变。微元段内的油膜 流场与相邻微元段无关,润滑油在星轮齿长方向上 无流动。然而,在啮合副实际啮合过程中,润滑油存 在朝星轮齿根处的泄漏(端泄),因此忽略润滑油沿 l方向上的流动不符合实际情况。另外,在啮合副 间隙扩散段,由于几何空间突然扩大,润滑油在扩散 段必然产生负压区和空穴现象,而模型1并未考虑 负压区的存在,亦与实际情况不符。最后,模型1未 见有直接实验验证。

1.2 数值模拟计算模型(模型2)

1.2.1 流体域提取及网格划分

单螺杆压缩机最常见的三种型面为单直线型 面、单圆柱型面和两圆柱型面。采用 SolidWorks 和 ANSYS ICEM 软件对实验台三种型面的啮合副间 隙进行建模和计算域提取(见图 4),并进行结构网 格划分。以单直线型面为例,分别在网格数量为 184 万、343 万、679 万时,对截面 1(距离星轮齿面 0 点位置14 mm)和截面2(距离星轮齿面0点位置

40 mm)处的油膜压力曲线进行比对,如图 5 所示。 无关性验证中,假设油膜入口压力为 4.05×10⁵ Pa, 螺杆转子转速为 1 200 r/min。从图 5 可看出,343 万网格和 679 万网格得出的计算结果非常接近,因 此,最终选取的网格数量为 343 万,网格细节如图 6 所示。单圆柱型面和两圆柱型面的网格节点设置与 单直线型面相同。



图 5 三种网格在两个截面的油膜压力曲线 Fig. 5 Oil film pressure distribution of three kinds of grids density at two sections

实验台啮合副(三种型面)间隙的计算域尺寸如 图 7 所示。



图 6 选定的网格密度 Fig. 6 Selected mesh density



图 7 三种型面啮合副在横截面上的几何特征(单位:mm) Fig. 7 Geometry of the three kinds of teeth(unit: mm)

1.2.2 控制方程

润滑油在间隙收敛段为纯液状态,但在间隙扩 张段,几何空间突然变大,润滑油压力急剧下降,润 滑油内溶解的气体析出。此时,润滑油成为两相流, 需引入两相流模型。本文采用两相混合模型(Mixture model),Mixture model 在滑动轴承油膜压力 场计算中常被采用,其计算精度和稳定性已经得到 了广泛认可^[13]。两相混合模型下的连续性方程、动 量方程和能量方程为:

$$\nabla \bullet (\rho_{\rm m} \mathbf{v}_{\rm m}) = 0 \tag{5}$$

$$\nabla \cdot (\rho_{\mathrm{m}} \boldsymbol{v}_{\mathrm{m}} \boldsymbol{v}_{\mathrm{m}}) = -\nabla P + \nabla [\mu_{\mathrm{m}} (\nabla \boldsymbol{v}_{\mathrm{m}} + \nabla \boldsymbol{v}_{\mathrm{m}}^{\mathrm{T}})] + \boldsymbol{F}$$
(6)

$$\nabla \sum_{k=1}^{n} \left[\alpha_{k} \, \boldsymbol{v}_{k} \left(\rho_{k} \boldsymbol{E}_{k} + \boldsymbol{P} \right) \right] = \nabla \left(k_{\text{eff}} \, \nabla T \right) \qquad (7)$$

式中: ρ_m 为混合相平均密度, kg·m⁻³; v_m 为混合相 平均速度, m·s⁻¹; μ_m 为混合相粘度, m²·s⁻¹; F为 混合相惯性力, N; α_k 为第 k相的体积分数; ρ_k 为第 k相的密度, kg·m⁻³; v_k 为第 k相的速度, m·s⁻¹; E_k 为第 k相的内能与动能之和, J·kg⁻¹; k_{eff} 为混合 相的有效热传导率。

针对润滑油的空穴现象,需考虑空穴模型,Sing Hal-Et-Al模型是滑动轴承计算领域中常采用的空 穴模型^[13]。该模型考虑了相变、气泡运动、湍流压 力波动和不可凝气体对气相生成率和凝结率的影 响^[15],考虑因素较为全面,也被称为全空穴模型。 空穴模型液相、气相、混合相的两相流连续性方程描 述如下:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[(1-\alpha)\rho_1 \right] + \nabla \left[(1-\alpha)\rho_1 \mathbf{V}_{\mathbf{v}} \right] = R_{\mathbf{c}} - R_{\mathbf{e}} \qquad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha \rho_{v}) + \nabla(\alpha \rho_{v} \mathbf{V}_{v}) = R_{e} - R_{c}$$
(9)

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \nabla(\rho \mathbf{V}_{v}) = 0 \tag{10}$$

式中: α 为气相体积分数; ρ_1 为液相密度,kg•m⁻³; ρ_v 为气相密度,kg•m⁻³; V_v 为混合相速度,m•s⁻¹; R_e 为气相生成率; R_e 为气相凝结率; $R_e - R_e$ 为气液两 相间的质量输运。

本文中,螺杆转子转速较高,且啮合副间隙宽度 较小,壁面曲率较大,对流场影响很大,除了两相混 合模型和空穴模型外,考虑到空穴区域可能会引起 漩涡,还需要考虑湍流模型,而 RNG k-ε 湍流模型 适用于计算流场紧贴弯曲壁面的流体,故被本文 采用。

1.2.3 软件设置

转子转速分别设为 800 r/min 和 1 200 r/min, 润滑油入口压力为 4.05×10⁵ Pa,出口压力设为常 压。润滑油动力粘度根据 ASTM 推荐的双对数形 式的 Walther 方程,由 2.1 节实验方案中实验段入 口处测得的润滑油温度来确定。

$$\lg\lg(\frac{\mu}{\rho} + \alpha) = A - B\lg T \tag{11}$$

式中:T为开尔文温度; α 为经验系数,本式中 α = 0.77cSt;A和 B 是待定常数,根据 46 号润滑油在 40 ℃和 100 ℃下的动力粘度来确定。

1.3 两种模型的计算结果对比

对两种数学模型的计算结果进行对比。鉴于啮 合副间隙内重点关注的是油膜压力,因此,主要对压 力场进行对比分析。

1.3.1 压力场对比

两种模型得出的星轮齿侧油膜压力场如图 8 所示。由图可看出,在两种转速下,模型1和模型 2 计算得出的实验星轮齿啮合线前侧均出现了高于压 缩腔压力的压力区。由于齿面与螺槽面间隙具有先 收敛,后扩张的特点(见图 7),当润滑油流入收敛区 域时,由于速度流动引起的单位长度上的流量从入 口处到最小间隙处逐渐减小,为了保证各断面处的 流量相等,啮合线前端必然产生高压区,该高压区域 也称为油膜的承压区或正压区。在发散段,由于模 型1采用了 Gumbel 压力边界条件,因此模型 1 的 计算结果为常压;模型 2 中考虑了发散段几何特征 对油膜压力场的影响,因此模型 2 的云图中出现了 负压区。

星轮齿面越靠近螺杆外侧(即星轮齿根处),星 轮齿面与螺槽的相对速度越大,油膜动压效应越明 显,则该位置的油膜压力峰值相对于其它位置越高。 在模型1中,由于未考虑端泄,其油膜压力峰值最高 点出现在 l = 0 mm 的截面上;而在模型2中,考虑 了润滑油在齿根处的泄漏,其油膜压力峰值最高点 并未出现在星轮齿根位置,而出现在 l=7 mm 左右 的截面上。从图 8 中还可看出,在间隙收敛段,模 型1得出的油膜正压区面积较大,正压值较高,说明 在不考虑端泄的情况下,间隙收敛区的油膜承载力 大于考虑端泄时的油膜承载力。

在间隙发散段,润滑油流过最小间隙(啮合线 处)后,啮合副间隙的几何空间突然增大,油膜压力 急剧降低,油膜压力减小导致油膜切向压力分量减 小,没有足够的润滑剂填充继续增大的间隙空间,润 滑油中溶解的空气析出,油膜发生破裂。模型2考 虑了润滑油流经间隙发散段时产生的空穴现象以及 空穴现象发生时星轮齿面所受的压力。发散段的星 轮齿面受到的最小压力为气体从润滑油中溢出时的 空气分离压(约为7550Pa),远小于Gumbel压力 边界条件假设的常压。因此在发散段,模型1得出 的油膜压力亦大于模型2得出的油膜压力。综上所 述,在采用模型1计算星轮齿全齿面受到的油膜压 力时,得出的油膜承载力大于模型2的油膜承载力。

1.3.2 气相分布

模型 2 加入了空穴模型,得到了空穴现象发生 时星轮齿面上的气相体积分布,如图 9 所示。由图 可看出,星轮齿面的扩散区均有气相产生,且气相分 布面积和体积分数值与转子转速和星轮齿型面结构 相关。在相同型面结构下,随着转子转速的增加,齿 面扩散段负压区面积增加,且负压区的压力值更低 (参照图 8),润滑油中溶解空气的析出区域扩大,因 此,气相体积分数及气相分布面积亦随之增加。对 比图 9 中(a)和(c)、(b)和(d)可发现,单圆柱型面比 单直线型面更易发生空穴现象。对于两圆柱型面, 其扩散段长度较短,当润滑油流入扩散段时,受到出 口处常压的影响,油膜压力可迅速恢复到常压。空 穴现象的产生有利于提高星轮齿侧油膜负压区的最 小压力,可在一定程度上增大星轮齿面周向受力。 但空穴现象发生时,润滑油内气泡的析出和溃灭可 能会导致星轮齿表面发生汽蚀破坏,从而增加星轮 齿磨损的可能性。

2 实验验证与结果讨论

为了对模型1和模型2计算结果的准确性和适用性进行考察,本文搭建实验台,对模型1和模型2 进行实验验证。





2.1 实验方案

实验系统如图 10 所示。实验段入口、出口管道 及实验段高压腔内的油压采用青岛华青压力表测 量。实验段入口高压油温采用 XMT-SF405S 温度 传感器(精度 1.0%)测量。啮合副间隙内的动态油压 采用 HM91 - H3 压力传感器(量程-0.1~1.0 MPa, 精度±0.25%,最大频响 200 kHz)测量。数采卡型 号为 HL300。

实验段原理如图 11 所示,实验星轮齿上表面、

转子侧壁、密封壳和密封板组成高压腔。实验过程 中,通过持续地向高压腔内注入高压油,使高压腔内 维持一定的压力。转子由电机带动旋转。压力传感 器探头安装在转子侧壁,随转子同步旋转。当探头 扫过实验齿面时,可测得啮合副间隙内的动态压力。 压力传感器信号线通过集流环与数采卡相连,压力 信号通过数采系统实时保存。

本文以常见的单直线型面、单圆柱型面、两圆柱 型面的星轮齿为测试对象,如图 12 所示。



图 9 星轮齿面气相分布 Fig. 9 Gas phase distribution on star-wheel teeth surface





(b) 实验段实物图

图 10 实验台 Fig. 10 Test rig



图 11 实验段原理图 Fig. 11 Principle diagram of test section



(c)两圆柱型面图 12 实验齿型面Fig. 12 Experimental teeth profile

实验段中,转子外径 160 mm,转子槽底半径 95 mm,槽深 65 mm,星轮齿啮入长度为 65 mm,压力 传感器探头安装在半径为 146 mm 的转子壁面处。 三种实验齿的型面几何尺寸与图 7 保持一致。

实验台转子转速与数学模型保持一致,分别调整在 800 r/min 和 1 200 r/min。高压腔压力控制在

6.0 r 5.5 模型1 5.0 5.5 模型1 5.0 4.5 4.5 4.0 4.0 e 3.5 模型2 01)/d 3.0 // 2.5 模型2 2.0 实验值 2.0 实验值 1.5 1.5 1.01.00.5 0.5 0 **L** 0 č 10 11 12 1 2 3 4 5 6 7 8 9 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 x/mm x/mm (a) 单直线型面, 800 r · min⁻¹ (b) 单直线型面, 1 200 r • min⁻¹ 7.0 模型1 9.0 模型1 8.58.07.57.06.56.05.55.04.54.06.5 6.0 5.5 模型2 5.0 4.5 (4.5 4.0 3.0 3.0 2.5 3.0 P/(10⁵ Pa) 模型2 3.0 2.5 3.5 3.0 2.5 2.0 实验值 实验值 2.0 1.5 1.0 0.5 0. 0 L 0 D 0₀ 1 2 - 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 x/mm x/mm (c) 单圆柱型面, 800 r · min⁻¹ (d) 单圆柱型面, 1 200 r • min⁻¹ 10.0 9.5 9.0 8.5 8.0 7.5 8.0 7.5 7.0 模型1 模型1 6.5 模型2 6.0 5.5 5.0 实验值 模型2 实验值 6.5 6.0 P/(10⁵ Pa) P/(10⁵ Pa) 4.5 4.0 3.5 4 3.0 2.5 2.0 3.0 2.5 2.0 $1.5 \\ 1.0$ 0.5 0 L 0 L 8 9 10 11 12 10 11 12 1 2 3 4 5 6 7 2 3 4 5 6 7 8 9 0 1 x/mm x/mm (e) 两圆柱型面, 800 r • min⁻¹ (f) 两圆柱型面, 1200 r • min⁻¹



单直线型面下,当螺杆转子转速为 800 r • min⁻¹ 时,模型1的油膜压力峰值为 5.06×10⁵ Pa,模型 2 的油膜压力峰值为 4.84×10⁵ Pa,仅相差 4.5%;当 转速为1 200 r • min⁻¹时,模型1的油膜压力峰值 为 5.97×10⁵ Pa,模型 2 的油膜压力峰值为 5.40× 10⁵ Pa,相差 10.6%。当星轮齿采用单圆柱型面,转 速分别为800 r • min⁻¹和1200 r • min⁻¹时,模型1 与模型2中的压力峰值分别相差21.9%和29.8%。 当星轮齿采用两圆柱型面,转速分别为800 r • min⁻¹ 和1200 r • min⁻¹时,模型1与模型2中的压力峰 值分别相差28.8%和39.6%。这说明模型1和模 型2的计算结果与型面和转速有关。仅考虑收敛区

4.05×10⁵ Pa,低压腔压力为常压。实验台选用的 润滑油为46 号润滑油。

2.2 实验结果与讨论

本文根据传感器安装位置,对图 8 中 *l* = 14 mm 的星轮齿截面处的压力值进行提取,并与实验结果 进行对比,如图 13 所示。 域时,单直线型面下两者的计算结果最为接近,两圆 柱型面的计算结果差别最大。在低转速区域,两种 模型计算结果的接近程度均大于高转速区域。

比较实验结果可知,模型2的计算结果更为精确,与实验结果契合度更高。当型面为两圆柱型面, 且螺杆转速为1200r・min⁻¹时,模型1与模型2 的压力峰值相差最大,为39.6%。而模型1偏离实 验结果较远,其偏离程度在单直线型面、小转速状态 下最小,在两圆柱型面、高转速状态下最大。

3 结 论

 由于模型1(油膜压力分段计算模型)未考虑 端泄,通过其得出的油膜正压区作用面积及压力值高 于模型2(数值模拟计算模型),且由于模型1未考虑 星轮齿面扩散区域导致的油膜负压,使得模型1的油 膜压力场的整体压力值高于模型2,由此可推断出, 采用模型1得出的星轮齿单侧周向力将大于模型2。

2)当星轮齿型面为单直线型面,且在转速较低时,模型1得出的收敛区油膜压力与实验结果比较接近。模型1与实验结果的差距随螺杆转速的增大而增加。而且,模型1并不适用于单圆柱型面和两圆柱型面的油膜压力场计算。模型2与实验结果较为吻合,说明模型2更适合用来计算啮合副间隙内的油膜压力场。

3)模型2加入了空穴模型,对啮合副发散区的 负压区计算更为精确,可对星轮齿面上的气相分布 进行较好的预测。空穴现象发生时,气泡的产生和 溃灭可能会增加星轮齿面磨损的可能性,因此在研 究星轮齿面耐磨损性能时,需要进一步关注该现象。

参考文献:

- [1] 吴伟烽,李健,冯全科. 单螺杆压缩机星轮的周向力分析[J]. 压缩机技术,2009(1):4-7,11.
 WU Weifeng, LI Jian, FENG Quanke. Analysis of circum ferential force on star-wheel in single screw compressors [J]. Compressor Technology, 2009(1):4-7,11.
- [2] 李挺, 吴伟烽, 冯全科. 单螺杆压缩机星轮齿磨损问题的研究[J]. 压缩机技术, 2009(6): 16-20.
 LI Ting, WU Weifeng, FENG Quanke. Research of wear-out-failure of star-wheel teeth in single screw compressors[J]. Compressor Technology, 2009(6): 16-20.
- [3] POST W,ZWAANS M. Computer simulation of the hydrodynamic lubrication in a single screw compressor [C]//1986 International Compressor Engineering Conference, Purdue University, West Lafayette, USA, 1986: 334-348.
- [4] POST W. De hydrodynamische filmsmering in een glovoide worm compressor[D]. Eindhoven: Unversity of Technology Eindhoven, 1983.
- [5] LAUNDER B E, LESCHZINER M. Flow in finite-

width, thrust bearings including inertial effects: I-laminar flow[J]. Journal of Lubrication Technology, 1978, 100(3): 330-338.

- [6] SUN Shuo, WU Weifeng, YU Xiaoling, et al. Analysis of oil film force in single screw compressor[C]//2010 International Compressor Engineering Conference, Purdue University, West Lafayette, USA, 2010:1-7.
- [7] HUANG Rui, LI Ting, YU Xiaoling, et al. An optimizaiton of the star-wheel profile in a single screw compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy, 2015, 229 (2): 139-150.
- [8] HUANG Rui, LI Ting, LI Jian, et al. Experimental studies of the multi-column envelope profile meshing pair in single screw compressor[C]//2014 International Compressor Engineering Conference, Purdue University, West Lafayette, USA, 2014:1-6.
- [9] 黄锐. 单螺杆压缩机多圆柱包络啮合副的润滑特性及 其制造装备研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2015. HUANG Rui. Research on the lubrication characteristics and the manufacturing equipment for the multicolumn envelope meshing pairs in single screw compressors [D]. Xi'an; Xi'an Jiaotong University, 2015.
- [10] LI Ting, HUANG Rui, FENG Quanke, et al. Hydrodynamic lubricating characteristics of water flooded single screw compressors based on two types of meshing pair profile[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2016, 230(9): 1092-1106.
- [11] LI Ting, LIU Zhan, HUANG Rui, et al. Research of the hydrodynamic lubrication characteristics of different meshing pair profiles in water-flooded single screw compressors[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2016, 230 (3): 247-259.
- [12] LIU Feilong, FENG Junhao, XIE Jia, et al. A synergycolumn envelope meshing pair profile for single screw compressors[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2019, 233 (4): 1383-1391.
- [13] DHANDE D Y, PANDE D W. Multiphase flow analysis of hydrodynamic journal bearing using CFD coupledfluid structure interaction considering cavitation [J]. Journal of King Saud University-Engineering Sciences, 2018, 30(4): 345-354.
- [14] 宋新涛,孙士青,吴维.考虑局部磨损和空化效应的 径向滑动轴承混合润滑分析[J].华南理工大学学报: 自然科学版,2020,48(8):102-107,114.
 SONG Xintao, SUN Shiqing, WU Wei. Mixedlubrication analysis of journal bearing considering local wear and cavitation effect[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2020,48(8):102-107,114.
- [15]曹东刚,何国强,潘宏亮,等.三种空穴模型在可调 汽蚀文氏管数值模拟中的对比研究[J]. 2013, 31(4): 596-601.
 CAO Donggang, HE Guoqiang, PAN Hongliang, et al. Comparative investigation among three cavitation models for simulating cavitating venturi [1] Journal of
 - Comparative investigation among three cavitation models for simulating cavitating venturi [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2013, 31(4): 596-601.

(责任编辑 周 蓓)