

文章编号:1007-6492(1999)03-0031-04

螺旋密封封液能力的研究

张彩云¹, 滕文锐², 周志安¹

(1. 郑州工业大学化工学院, 河南 郑州 450002; 2. 河南省化工学校, 河南 郑州 450066)

摘 要: 从工程应用的角度, 对不同结构型式和不同槽形的螺旋密封的封液能力进行了理论探讨, 并提出了实用性较好的螺旋密封封液能力计算式。分析表明: 在密封条件相同的情况下, 螺旋套式螺旋密封不仅能获得与螺旋杆式螺旋密封相同的封液能力, 而且还可以改善密封效果。另外, 不同槽形螺旋密封的封液能力不同, 三角形槽螺旋密封的封液能力比矩形槽螺旋密封的封液能力大, 所得结果可供螺旋密封装置设计和选用时参考。

关键词: 螺旋密封; 封液能力; 螺旋套式; 矩形槽

中图分类号: TB 42; TH 136 **文献标识码:** A

螺旋密封是一种非接触型流体动力密封, 是近几十年发展起来的一种新型转轴密封结构。这种新型动密封能消除引起介质泄漏的压差, 可以做到无泄漏, 而且, 工作时无磨损、寿命长, 特别适合于条件苛刻的介质密封, 因此, 愈来愈受到人们的重视。然而, 目前在螺旋密封装置的实际应用中还存在一些急待解决的问题, 特别是至今人们对这种新型动密封的实际封液能力尚未确切掌握, 其理论研究也仅局限在转轴上开槽的矩形螺旋密封, 而对其他结构型式及槽形的螺旋密封性能研究甚少。因此, 本文对这些问题进行了深入探讨, 以促进螺旋密封的推广应用。

1 螺旋密封的封液能力

图1为目前常用的矩形槽螺旋密封简图。多年来, 国内外许多学者对如何准确可靠地计算螺旋密封的封液能力进行了大量的理论和实验研究, 并提出了多种型式的封液能力公式, 其中以布恩-太尔(Boon E. F. - Tal S. E.)^[1]和克里斯(Grease A. B.)^[2]提出的理论公式最具代表性。然而, 实践证明, 这些理论公式都偏于保守, 用于密封工程设计, 往往与实测结果有较大的差距^[3], 为此, 本文对克里斯式产生误差的原因进行了分析, 并对螺旋槽内流体的泵送速度模型进行了改造。图2(a)为螺旋槽部分简图, 所谓泵送速度是槽内

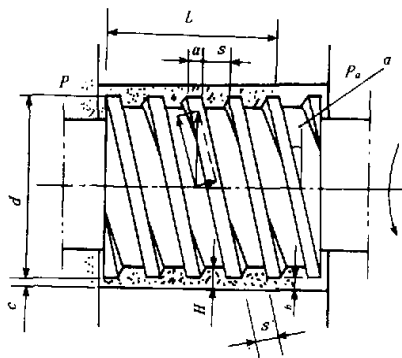


图1 矩形槽螺旋密封

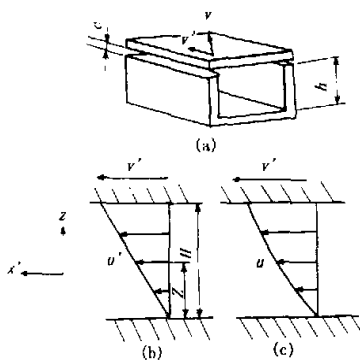
流体相对于螺旋轴旋转的圆周速度在螺旋槽方向的分量。虽然, 沿槽深方向其值是变化的, 在壳壁处, $V' = V \cos \alpha$, 为了便于分析, 将螺旋槽内液体的泵送流动模型简化为粘性流体在具有相对运动的两壁面(槽底面与壳壁)之间的流动, 类似于粘性流体在两平行板间的古埃特流动(Couette flow), 它是依靠流体粘性而产生的剪切流动。图2(b)为克氏所采用的泵送速度分布模型, 它假定槽内流体的泵送速度沿槽深方向近似呈直线规律变化, 其任意位置 Z 处的泵送速度为 $u' = Z/H \cdot V'$, 由此求得沿槽深方向泵送速度的平均值, 即

$$u'_m = \frac{1}{H} \int_0^H u' dz = \frac{1}{H} \int_0^H \frac{Z}{H} V' dz = \frac{1}{2} V' = 0.5 V \cos \alpha \quad (1)$$

收稿日期:1999-04-02; 修订日期:1999-05-21

基金项目:河南省自然科学基金资助项目(92404800)

作者简介:张彩云(1950-), 女, 河南省郑州市人, 郑州工业大学工程师, 主要从事动力密封方面的研究。



(a) 槽底与壳壁间的模型 (b) 克式槽深方向模型

(c) 改进的槽深方向模型

图2 泵送速度模型

显然,按此简化模型导出的克式是不严格的,必然会产生误差。既然泵送流动是由于粘性而引起的剪切流动,因此,笔者认为应该根据边界层理论并利用 $N-S$ 方程来研究槽内流体泵送速度的实际分布规律。图 2(c) 为本文按此观点而建立的泵送速度分布模型^[4],即槽内流体的泵送速度沿槽深方向呈曲线规律变化,该模型的数学表达式为 $u' = (\frac{3}{2} \cdot \frac{V}{H} Z - \frac{1}{2} \cdot \frac{V}{H} Z^3) \cos \alpha$, 而所求得沿槽深方向泵送速度的平均值为:

$$u'_m = \frac{1}{H} \int_0^H u' dz = \frac{5}{8} V \cos \alpha. \quad (2)$$

由此模型并按“流量平衡”观点,导出的在层流工况下螺旋密封封液能力公式为

$$\Delta P_s = G_s \frac{\mu V L}{C^2}. \quad (3)$$

式中: C 为半径间隙, m ; L 为螺旋工作长度, m ; V 为螺旋轴圆周速度, m/s ; μ 为密封流体的动力粘度, $Pa \cdot s$; G_s 为密封系数,在层流工况下其值仅与螺旋几何参数有关,即

$$G_s = \frac{7.5 K_1 (K_2 - 1) \cos \alpha \sin \alpha (1 + \sin \alpha)}{K_1 K_2^3 \sin^2 \alpha (1 + \sin \alpha) + \frac{\cos^2 \alpha}{1 - K_1}}, \quad (4)$$

式中: K_1 为螺旋相对宽度, $K_1 = \frac{S}{S+a}$, S 为轴向槽宽; a 为轴向齿宽; K_2 为螺旋相对槽深, $K_2 = \frac{h+C}{C}$, C 为半径间隙, h 为槽深; α 为螺旋角。

由于对槽内流体的泵送速度分布模型进行了改进,故与克里斯式相比,相应提高了螺旋密封的泵送能力。理论分析表明,在同样密封条件下,按本文图 2(c) 模型导出的封液能力公式计算所得结果要比图 2(b) 克式模型导出的封液能力公式

计算所得结果提高 25%, 与实测结果较接近,因而实用性较好。有关本文所建立的螺旋密封封液能力公式的准确性和可靠性的实验论证部分,可详见文献[4]。

2 螺旋密封的结构型式

目前,国内外学者对螺杆式螺旋密封的理论研究较多,工程应用也较普遍,而对螺套式螺旋密封研究甚少。两者的封液能力和密封效果是否相同,这是一个值得探讨的问题。因为这个问题的解决不仅为设计和选用螺旋密封结构提供了最佳选择,而且对那些适于采用螺旋密封,但又不允许在转轴上开螺旋槽的设备上推广应用螺套式螺旋密封提供了理论依据。

图 3 为矩形槽螺套式螺旋密封结构简图。在这种密封装置中,主要存在两种流动——泵送流动和泄漏流动,以及由这两种流动而引起的横向流。密封的机理就是这几种流量的平衡,即泵送流量、泄漏流量以及由横向流所造成的流量损失三者之和等于零。文献[5]对泵送流量 Q_p 和泄漏流量 Q_L 以及由横向流造成的流量损失的计算方法进行了深入分析,并按“流量平衡”的观点,导出了在层流工况下螺套式螺旋密封封液能力计算式:

$$P_i = \frac{15 \mu V L}{h^2} \left[2 \left(1 + \frac{C}{h} \right)^3 \tan \alpha + 2 \cdot \frac{a}{b} \left(\frac{C}{h} \right)^3 \tan \alpha + \left(\frac{C}{h} \right)^3 \frac{(a+b)^2}{ab} \tan \alpha \right]. \quad (5)$$

理论分析表明,在密封条件相同的情况下,螺套式螺旋密封不仅可以获得与螺杆式螺旋密封同样的封液能力^[5],而且还具有以下优点:

(1) 在静止壳体(或套)上开槽与在转轴上开槽,其压力流受离心作用的影响不同。后者,其压力流将因离心作用而加强;而前者,其压力流将因离心作用而受阻,因此,在套上开槽的螺套式螺旋密封能提高“密封破坏”速度。

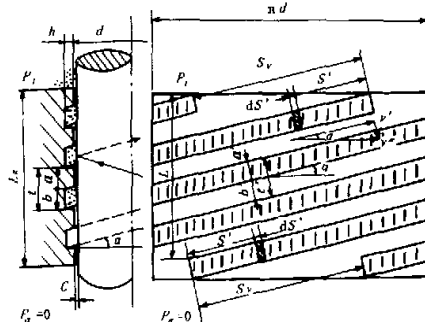


图3 矩形槽螺套式螺旋密封

(2) 在静止壳体(或套)上开槽与在转轴上开槽,其间封液受到的搅拌作用不同,后者使封液受到剧烈的搅拌,容易引起“吸气”现象的发生,严重时出现气液“乳化”现象而使密封失效;而前者在套上开槽时就可大大减少“吸气”现象的发生,提高高速工作条件下螺旋密封的稳定性。

(3) 在静止壳体(或套)上开螺旋槽,既不伤害转轴又有利于螺旋密封的安装、拆卸和维修,这一点对老设备密封结构的改造尤为可贵。

3 螺旋槽截面形状

螺旋槽的截面形状有多种,槽形不同、所产生的泵送作用不同,因此封液能力也不一样。目前人们对矩形槽螺旋密封的理论和实验研究较多,应用也最普遍。为了便于分析比较,我们在上述矩形槽螺旋密封的基础上,进一步对三角形槽、梯形槽螺旋密封的封液能力进行探讨。

三角形槽螺旋密封的封液能力分析方法与矩形槽螺旋密封类似,也是按“流量平衡”观点来建立其封液能力公式,但在计算通过三角形槽内的泵送流量和泄漏流量时,需对其计算模型(见图4)作适当处理,将三角形槽分成若干个狭小的矩形,使之成为阶梯形槽,先求出通过任意位置处(如 b')狭小矩形内的流量,同矩形槽螺旋密封分析方法一样,该流量应为泵送流量和泄漏流量的叠加,若泵送流量也按本文图2(c)所示的速度分布模型计算,则有

$$dQ_1 = \left[\frac{5}{8} V' (Y + C) - \frac{P_i (Y + C)^3}{12\mu S_L} \right] db', \quad (6)$$

式中: $Y = h \frac{b'}{B'}$; $\frac{5}{8} V'$ 为按图2(c)模型所求得的沿槽深方向泵送速度的平均值。

对式(6)进行积分,即可得到通过整个三角形槽内的流量,即

$$\begin{aligned} Q_1 &= 2 \int_0^{B'} \left[\frac{5}{8} V' (Y + C) - \frac{P_i}{12\mu S_L} (Y + C)^3 \right] db' \\ &= \frac{5}{4} V' B' \left(\frac{h}{2} + C \right) - \frac{P_i}{12\mu S_L} \cdot \frac{B' h^3}{2} \cdot \left[\left(1 + \frac{C}{h} \right)^4 - \left(\frac{C}{h} \right)^4 \right], \end{aligned} \quad (7)$$

同理,在与旋槽垂直的方向上(见图3),存在速度分量 V'' ,因此产生穿过螺台的横向流量,显然,它是由泵送流动而引起的,在图示螺纹的末端长度 S_L 上,由于 $P_a = 0$ 侧的螺台是敞开的,故此部分的横向流会造成流量损失,其值为

$$Q_3 = (5/8) V'' C S_L, \quad (8)$$

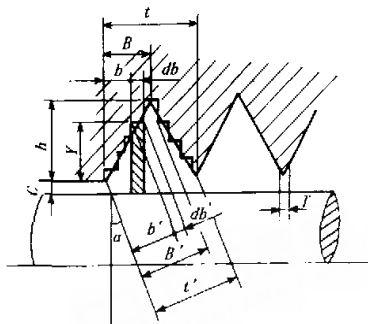


图4 三角形槽螺旋密封计算模型

此外,在螺旋密封的两侧为恒定的内压 P_i 或 P_a ,而螺纹区的压力是变化的,两者之间存在压力差,因此,在图示螺纹的始端或末端的长度 S_L 上,流体也将产生横向流动而溢出螺台,造成流量损失,这部分流量损失可按通过缝隙的一般流动公式计算,但由于在该段长度 S_L 上各点处的压力不同,图示任一位置 S' 处的压力为 $\frac{P_i S'}{S_L}$,故在计算这段螺纹长度内由于压差而引起的横向流量损失时,应采用积分求解,即

$$Q_4 = \int_0^{S_L} \frac{P_i S'}{S_L} \cdot \frac{C^3}{12\mu T'} dS' = \frac{P_i S_L^2 C^3}{24\mu T' S_L} \cdot (9)$$

式中: T' 为三角形螺纹的螺台法向宽度。由于三角形螺纹的螺台没有明确的宽度,因此,必须先估计出有效的摩擦宽度,对米制三角形螺纹可近似取螺台轴向宽度 $T = 2C$,故 $T' = T \cos \alpha = 2C \cdot \cos \alpha$,并在以上各式中还有以下几何关系:

$$V' = V \cos \alpha; \quad V'' = V \sin \alpha; \quad B' = \frac{t}{2} \cos \alpha;$$

$$S_L = \frac{L}{\sin \alpha}; \quad S_L = t \cos^2 \alpha / \sin \alpha.$$

由“流量平衡”观点, $Q = Q_1 - Q_3 - Q_4 = 0$,得

$$\begin{aligned} Q &= \frac{5}{4} V \cos \alpha \frac{t}{2} \cos \alpha \left(\frac{h}{2} + C \right) - \frac{P_i}{12\mu} \frac{L}{\sin \alpha} \cdot \frac{t}{2} \frac{h^3 \cos \alpha}{2} \left[\left(1 + \frac{C}{h} \right)^4 - \left(\frac{C}{h} \right)^4 \right] - \\ &\quad \frac{5}{8} V \sin \alpha \cdot C \cdot t \cos^2 \alpha / \sin \alpha - \\ &\quad \frac{P_i C^3 (t \cos^2 \alpha / \sin \alpha)^2}{24\mu} \frac{L}{\sin \alpha} \cdot 2C \cdot \cos \alpha = 0. \end{aligned} \quad (10)$$

由此得到在层流工况下三角形槽螺旋密封的封液能力公式为

$$P_i = \frac{15\mu V L}{h^2} \left\{ \tan \alpha \left[\left(1 + \frac{C}{h} \right)^4 - \left(\frac{C}{h} \right)^4 \right] + \right.$$

$$\left(\frac{C}{h}\right)^2 \frac{t}{h} \operatorname{ctg} \alpha \left\} . \quad (11)$$

对于梯形槽螺旋密封,也可用类似的分析方法导出在层流工况下的封液能力公式

$$P_{\text{tr}} = \frac{45\mu VL}{h^2} \left[\operatorname{ctg} \alpha \left(1 + \frac{C}{h}\right)^4 - \left(\frac{C}{h}\right)^4 + 4\left(1 + \frac{C}{h}\right)^3 \right] + 2\left(\frac{C}{h}\right)^2 \frac{t}{h} \operatorname{ctg} \alpha . \quad (12)$$

4 结论

对以上3种槽形的螺旋密封封液能力公式进行分析比较,结论如下:

(1) 公式(5),(11),(12)表明,在其他参数一定的情况下,密封间隙 C 越小,封液能力 P_i 越大,在极限情况下($C=0$),其封液能力达到最大值,即:

矩形槽螺旋密封 $P_{\text{re}} = 7.5\mu VL/(h^2 \operatorname{ctg} \alpha)$; (13)

三角形槽螺旋密封 $P_{\text{tr}} = 15\mu VL/(h^2 \operatorname{ctg} \alpha)$; (14)

梯形槽螺旋密封 $P_{\text{tr}} = 9\mu VL/(h^2 \operatorname{ctg} \alpha)$; (15)

由此可知,在密封条件(μ, V, L, h, α)相同的情况下,不同槽形的螺旋密封的封液能力不同,其中,三角形槽螺旋密封的封液能力 P_{tr} 最大,矩形槽螺旋密封的封液能力 P_{re} 最小,而梯形槽螺旋密封的封液能力 P_{tr} 介于两者之间.在极限情况下($C=0$), $P_{\text{tr}} = 2P_{\text{re}}$.实际上, C 不可能为零,所以 $P_{\text{re}} < P_{\text{tr}} < 2P_{\text{re}}$,这一结论已为文献[6]中的实验结

果所证实.

基于以上理由,加之三角形槽加工方便等优点,本文推荐优先采用三角形槽螺旋密封.

(2) 三角形槽螺旋密封的封液能力 P_{tr} 对密封间隙 C 的变化较敏感,即 P_{tr} 随 C 的增加而急剧降低,特别是在间隙 C 较小时影响更显著.

(3) 螺旋密封的封液能力受泵送流体的粘度影响很大.对于密封压差较高而被密封流体的粘度又较低的化工泵,单独使用螺旋密封往往达不到密封所需封液能力的要求,在这种情况下,笔者建议采用背叶片——螺旋组合密封^[7].

参考文献:

- [1] BOON E F. Hydrodynamic seal for rotating shafts[J]. Chemie Ingenieur – Technik, 1959, 31(3):202–212.
- [2] 克里斯 A B. 螺旋密封——简单理论和设计方法及其主要实际使用限[J]. 水泵技术, 1983(4):38–50.
- [3] 戴国兴. 泵用螺旋密封的应用试验与理论探讨[J]. 水泵技术, 1981(2):21–25.
- [4] 周志安. 螺旋密封的封液能力及其优化[J]. 化工装备技术, 1991(5):1–8.
- [5] 周志安. 螺旋套式螺旋密封的封液能力及其优化[J]. 石油化工设备, 1993(6):28–34.
- [6] FROSSEL W. Untersuchung von gewinde——wellendichtungen[J]. Konstruktion, 1966, 18(4):152–159.
- [7] 周志安. 背叶片——螺旋组合密封的封液能力及其应用[J]. 润滑与密封, 1990(3):30–36.

Study on Sealing Capability for Screw Seal

ZHANG Cai – yun¹, TENG Wen – ru², ZHOU Zhi – an³

(1. College of Chemical Engineering, Zhengzhou University of Technology, Zhengzhou 450002, China; 2. College of Chemical Engineering, Zhengzhou 450066, China)

Abstract: In this paper, sealing capability of screw seal for different construction type and different slot shape is discussed theoretically from the viewpoint of engineering application better practicality theoretical formula on sealing capability are proposed. It is clear that Screw – Sleeve type seal can not only obtain sealability as screw – shaft type screw seal but also can improve sealing effect in the case of sealing condition congruence. In addition, there is different sealability to different slot – shape screw seals, sealability of triangular screw seal is larger than sealability of rectangular screw seal. The results give a reference to design and choice of screw seals.

Key words: screw seal; sealing capability; screw – sleeve type; rectangular slot