

# 背叶片离心密封的封液能力及应用\*

周志安

(化工系)

**摘 要:** 本文根据动力密封原理, 提出用背叶片离心密封结构来代替石棉填料密封, 并从理论上对这种新型密封结构的可行性, 封液能力和设计计算方法进行探讨。实际应用证明, 背叶片离心密封可以有效地解决化工离心泵石棉填料密封所存在的问题。

**关键词:** 离心泵, 背叶片离心密封, 封液能力

目前, 化工离心泵的轴封仍然普遍采用传统的油浸石棉类软填料密封。这种填料密封, 由于轴封处线速度较高, 所以填料磨损较快, 使用寿命短、泄漏严重。一般说来, 平均半月就得更换一次填料, 一个月就要拆检一次, 更换一根轴。特别是当密封压差较大或是输送含固体颗粒、具有腐蚀性等条件苛刻的液体介质时, 使用寿命更短、泄漏更严重。以小氮肥厂氨水泵为例, 一台 3BA-9 型离心泵的泄漏量平均为 12 克/分<sup>[1]</sup>, 每天要泄漏氨水 18 公斤, 1 年是 6.5 吨, 有的厂仅碳化车间就有各种氨水泵近 20 台, 每年泄漏的物料近百吨。介质的泄漏不仅造成重大的经济损失, 而且污染生产环境, 造成设备的腐蚀, 以致严重损害工作人员的健康。因此, 石棉填料密封结构的改造和更新势在必行。

据有关资料[2]介绍, 能满足现代密封要求、最有发展前途的转轴密封结果是机械密封和带有停转密封的动力密封。因此, 一些单位采用机械密封代替石棉填料密封。但机械密封对加工精度、材料、安装、维护等技术要求较高, 略有使用不当, 就会影响机械密封的正常工作, 特别是对于条件苛刻的介质密封, 使用效果不够理想, 而且成本也高。所以至今在化工泵中应用有限。本文根据动力密封原理, 提出以带有停转密封的背叶片离心密封结构来代替石棉填料密封, 并对这种新型密封结构的可行性、封液能力和设计计算方法进行理论探讨。实际应用证明, 本文提出的背叶片离心密封可以有效地解决化工离心泵石棉填料密封所存在的严重问题。

## 1 背叶片离心密封原理

背叶片离心密封和副叶轮离心密封一样, 属于流体动力密封。它是近几十年发展起来的一种新型的转轴密封型式, 国外已用副叶轮密封来解决许多苛刻条件下的液体介质密

\* 收稿日期: 1989.02.18

封, 国内近年来也开始有了应用。但是, 目前在离心泵中, 背叶片主要是用来作为平衡叶轮轴向力的一种措施或是作为构成副叶轮密封的一部分。而单独用它来作为一种密封结构并取代填料密封, 在国内外尚不多见。因此, 从理论上探讨背叶片离心密封的封液能力和工程设计计算方法是很有必要的。

所谓背叶片就是在叶轮的后盖板上作几个径向筋条, 如图1所示。当叶轮1旋转时, 依靠叶轮旋转时产生的离心力将液体甩向出口, 由于叶轮和泵壳之间存在一定间隙, 在叶轮无背叶片的情况下, 具有一定压力的出口液体会通过此间隙产生泄漏流动, 即从叶轮出口处的高压侧向低压侧轴封处流动而引起泄漏。设置背叶片2后, 由于背叶片的作用, 这部分泄漏液体也会受到一个离心力作用而产生一反向的离心

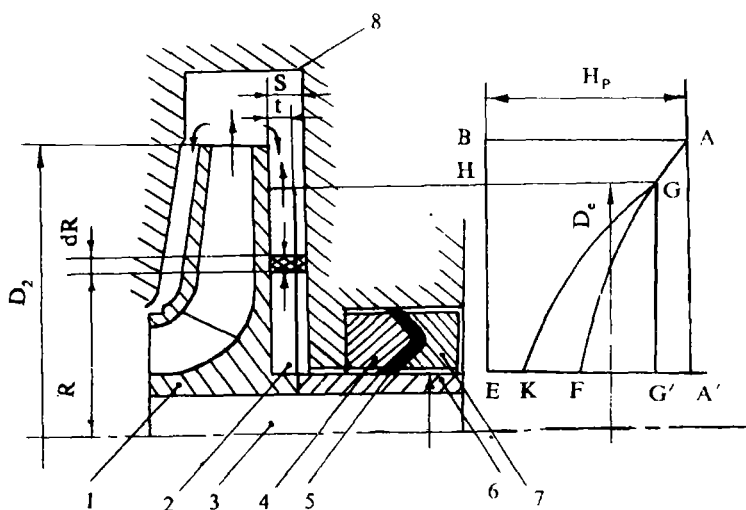


图1 背叶密封简图

压力阻止液体向轴封处流动。当背叶片产生的扬程  $H_1$  等于叶轮出口扬程  $H_p$  时, 液体就不会泄漏, 在这种情况下, 就形成“等压密封”; 当  $H_1 > H_p$  时, 这部分泄漏液体就被顶回去而形成“负压密封”。这就是背叶片离心密封原理。但是, 由于背叶片密封是一种动力密封, 它是依靠设置在叶轮后盖上的背叶片带动液体旋转使之产生离心力来抵抗液体的泄漏, 一旦停车或转速降低, 便失去密封功能。为此, 必须辅以停车密封, 为简化密封结构和便于现有化工离心泵的改造, 作者推荐采用 V 形密封圈停车密封。如图1所示, 这种 V 形圈停车密封结构由 V 形圈5、支承圈4和压圈7组合而成。当泵运转时, 由于背叶片的作用, 在轴封前空腔内的液体产生内吸负压, 该负压促使 V 形圈内吸而使其唇部与轴3 (或轴套6) 表面保持一定间隙, 因而在泵运转时不会发生互磨, 而当泵停车时, 负压消失, 由于空腔内液体余压的作用, 迫使 V 形圈的唇部与轴 (或轴套) 表面贴紧, 从而保证停车时的密封。

## 2 背叶片离心密封的封液能力

如上所述, 背叶片密封是利用设置在叶轮上的背叶片带动液体旋转时所产生的离心力来克服液体的泄漏。因此, 它的封液能力就是背叶片所能产生的扬程。在图1中, AGF 曲线表示叶轮压盖板上无背叶片时, 该侧空腔内液体压力沿径向的分布曲线。此时, 该空腔内的液体将以叶轮角速度  $\omega$  之半 (即  $\frac{\omega}{2}$ ) 的速度旋转<sup>[3]</sup>, 其压力沿径向呈抛物线分布。AGK 曲线表示叶轮后盖上加背叶片后该侧空腔内液体压力沿径向的分布曲线, 在这

种情况下,由于背叶片强迫液体旋转,使液体角速度增加,若背叶片端面与泵壳之间的轴向间隙 $\delta$ 很小,则可以认为液体的旋转角速度 $\omega$ 等于叶轮的旋转角速度 $\omega$ ,因而使这部分液体压力降低。由图可见,轴封处的液体压力(用米液柱表示)由原来未加背叶片时的EF减小到EK,而KG'即为背叶片所产生的扬程 $H_1$ , $H_1$ 越大,则轴封处的扬程越小,说明背叶片的封液能力越强。因此 $H_1$ 的大小即表示背叶片离心密封的封液能力。 $H_1$ 值可由该侧空腔内微元液体的受力平衡条件求得。如图1所示,设在叶轮后盖板侧空腔内充满着密度为 $\rho$ 的均匀液体,在其任意半径 $R$ 处取一环形微元液体,其质量为 $dm$ ,径向高度为 $dR$ ,宽度为 $S$ 。在该微元液体上下两面上的液体压力分别为 $p+dp$ 和 $p$ ,此压差 $dp$ 由该微元液体旋转时产生的离心压力所平衡,即:

$$(p + dp - p) = \frac{dQ}{F} \quad (1)$$

式中:  $dQ$  —— 微元液体旋转时产生的离心力, 其值为  $dQ = dmR\omega^2 = 2\pi RSdR\rho\omega^2$ ;

$F$  —— 压力作用面积, 其值为  $F = 2\pi RS$ 。

于是(1)式变为:  $dp = \frac{dQ}{F} = \rho\omega^2 R dR$  (2)

将(2)式积分并代入边界条件:

$$\int_{p_1}^{p_c} dp = \int_{R_h}^{R_c} \rho\omega^2 R dR$$

$$\Delta p = p_c - p_1 = \frac{1}{2} \rho\omega^2 (R_c^2 - R_h^2) \quad (3)$$

此压差 $\Delta p$ 若用扬程 $H$ 表示, 半径改用直径, 则上式变成:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{\omega^2}{8g} (D_c^2 - D_h^2) \quad (4)$$

$H$ 即为背叶片产生的扬程, 用来表示背叶片离心密封的封液能力。但(4)式是在假定背叶片端面与泵壳之间的间隙 $\delta$ 很小(接近于零), 液体以 $\omega' = \omega$ 旋转且为理想液体的情况下得到的, 是背叶片所能产生的最高扬程, 故为理论封液能力。实际上,  $\delta$ 并不为零且腔内液体是有粘性的实际液体。因此, 液体旋转角速度 $\omega'$ 并不等于 $\omega$ , 而是 $\frac{\omega}{2} < \omega' < \omega$ 。故背叶片的实际封液能力 $H_1$ 应为:

$$H_1 = KH \quad (5)$$

式中 $K$ 称为叶片系数, 其值同背叶片端面与泵壳之间的间隙 $\delta$ 、背叶片高度 $l$ 、液体粘性以及腔内液体的流动状态等因素有关。由于 $K$ 值的影响因素较复杂, 所以目前国内外研究者都是通过实测的方法建立相应的经验公式或实测曲线来确定 $K$ 值。国外确定 $K$ 值的方法主要有两种:

①美国A.J.Stefanoff提出的经验公式<sup>[3]</sup>:  $K_s = \frac{1}{4} \left( \frac{S+l}{S} \right)^2$  (6)

②苏A.И.Годубев推荐的实测曲线<sup>[7]</sup>:  $K_z = f\left(\frac{1}{S}\right)$  (7)

式中 $S = l + \delta$ , 为叶轮后盖板与泵壳间的距离。

国内上海化工研究院等单位也提出了计算  $K$  值的经验公式<sup>[4]</sup>。这些经验公式都是在实测的基础上提出的, 由于试验条件和水平所致, 这些经验公式并不严格, 用不同的经验公式计算出的  $K$  值有时相差很大, 这就给设计带来困难。因此, 如何得到准确可靠的  $K$  值理论计算式还有待于进一步探讨。在目前情况下, 作者推荐采用美国 A.J.Stefanoff 公式和苏联 А.И.Голубев 实测曲线两种方法确定  $K$  值, 以便对其计算结果进行分析比较。

若按美国 A.J.Stefanoff 的经验公式计算, 则将(4)式和(6)式代入(5)式便可求得背叶片离心密封的实际封液能力  $H_1$ , 即:

$$H_1 = \frac{\omega^2}{32g} \left( \frac{1+S}{S} \right)^2 (D_c^2 - D_b^2) \quad (8)$$

由式可知, 背叶片离心密封的实际封液能力  $H_1$  主要与背叶片外径  $D_c$ 、背叶片高度  $t$ 、背叶片端面与泵壳之间的间隙  $\delta$ 、叶轮转速  $n$  和背叶片内径  $D_b$  等因素有关。

由此, 根据图 1 还可以求出经背叶片减压后轴封前的扬程  $H_s$ , 如图中 EK 所示, 即:  $H_s = EK = AB - A'G' - G'K$  (9)

式中  $AB$  表示叶轮出口势能扬程  $H_p$ ,  $G'K$  表示背叶片的实际封液能力  $H_1$ , 而  $A'G'$  表示叶轮后盖板侧空腔中无背叶片部分 (由  $D_c$  到  $D_2$  部分) 的液体以  $\frac{\omega}{2}$  旋转时所产生的扬程  $H_2$ , 此扬程可以用求  $H_1$  同样的分析方法得到, 其值为:

$$H_2 = A'G' = \frac{\omega^2}{32g} (D_2^2 - D_c^2) \quad (10)$$

将(8)式和(10)式以及  $\omega = \frac{\pi n}{30}$  代入(9)式得:

$$H_s = H_p - \frac{1}{286.26} \left( \frac{n}{1000} \right)^2 [(D_2^2 - D_c^2) + \left( \frac{S+t}{S} \right)^2 (D_c^2 - D_b^2)] \quad (11)$$

式中  $H_p$  单位为米液柱,  $n$  单位为  $r/min$ , 而  $D_2$ 、 $D_c$ 、 $D_b$ 、 $t$ 、 $S$  单位均为  $cm$ 。

若按苏联 А.И.Голубев 的实测曲线计算, 则得到经背叶片减压后轴封前的扬程  $H_s$  公式为:

$$H_s = H_p - 0.014 \left( \frac{n}{1000} \right)^2 [K_r (D_c^2 - D_b^2) + \frac{1}{4} (D_2^2 - D_c^2)] \quad (12)$$

式中各参数的单位与(11)式相同,  $K_r$  为叶片系数, 可由文献[2]中图表查出。为便于计算机运算, 作者根据该图中的  $K_r - \frac{1}{S}$  曲线所提供的数据, 籍助于回归分析将其转换成相应的函数关系式[5], 即:

$$K_r = 0.1886354 + 1.2484957 \left( \frac{1}{S} \right) - 0.5047397 \left( \frac{1}{S} \right)^2 \quad (13)$$

经背叶片减压后的扬程  $H_s$  越小, 表示背叶片离心密封的封液能力越强。若要保证背叶片离心密封不泄漏, 必须使  $H_s = 0$  (等压密封) 或  $H_s < 0$  (负压密封), 并据此确定背叶片离心密封的主要尺寸。

\* 此式中 286.26 与文献[3]式中的数值不同, 文献[3]式中为 285。

### 3 背叶片离心密封主要尺寸的计算

背叶片离心密封的主要尺寸为背叶片外径  $D_2$ , 背片平均高度  $t$ , 背叶片端面与泵壳之间的平均轴向间隙  $\delta = S - t$  以及背叶片的数目  $Z$  等。这些主要尺寸直接影响叶片离心密封的封液能力和功率消耗, 应正确进行设计。

背叶片外径  $D_c$  应根据保证液体不泄漏的条件  $H_s < 0$  确定。计算时能常先假定为“等压密封”, 即按  $H_s = 0$  条件求  $D_c$ 。若为“负压密封”, 则取  $H_s$  为负值代入(11)式或(12)式求  $D_c$ 。为了尽可能减小功率消耗, 负压值不应设计得太大。如果按(11)式或(12)式计算出所需的背叶片处径  $D_c$  大于叶轮处径  $D_2$ , 则需要考虑采用副叶轮离心密封或背叶片-螺旋组合密封。

若按“等压密封”设计, 则(11)式或(12)式应变成:

$$H_s = H_p - \frac{1}{286.26} \left( \frac{n}{1000} \right)^2 [(D_2^2 - D_c^2) + \left( \frac{S+t}{S} \right)^2 (D_c^2 - D_h^2)] = 0 \quad (14)$$

$$H_s = H_p - 0.014 \left( \frac{n}{1000} \right)^2 [K_r (D_c^2 - D_h^2) + \frac{1}{4} (D_2^2 - D_c^2)] = 0 \quad (15)$$

当式中  $D_2$ 、 $D_h$ 、 $n$  和  $S$ 、 $t$  (或  $K_r$ ) 确定后, 若能求出叶轮出口势能扬程  $H_p$ , 则便可求得保证液体不泄漏的背叶片外径  $D_c$ 。通常, 在离心泵叶轮中, 叶轮进口处的液体轴面速度变化不大, 即  $C_{m1} \approx C_{m2}$ , 且液体进入叶道时无予旋, 即  $C_{u1} = 0$ , 这时  $H_p$  可由下式计算:

$$H_p = H_T - \frac{C_{u2}^2}{2g} = H_T \left( 1 - \frac{H_T g}{2u_2^2} \right) \quad (16)$$

式中:  $H_T$  — 泵的理论扬程, 米液柱。根据欧拉方程式, 其值为  $H_T = \frac{C_{u2} u_2}{g}$ ;

$u_2$  — 叶轮出口圆周速度,  $m/s$ ;

$C_{u2}$  — 叶轮出口液体绝对速度的圆周分速度,  $m/s$ 。设计时可近似取  $C_{u2}$  等于蜗室流道内液体平均速度  $C_3$ , 即  $C_{u2} \approx C_3$ , 而  $C_3$  可由统计资料得出的速度系数  $K_{c3}$  计算<sup>[6]</sup>, 即:  $C_3 = K_{c3} \sqrt{2gH}$

$$C_3 = K_{c3} \sqrt{2gH} \quad (17)$$

现以 2BA-6 离心泵 (主要性能如表 1 所示) 为例说明背叶片外径  $D_c$  的计算方法。

表 1 2BA-6 离心泵主要性能

型号	流量 ( $m^3/h$ )	总扬程 (m)	转速 (r/min)	效率 (%)	叶轮外径 (mm)	允许吸入 真空度 (m)	功率 (Kw)	
							轴功率	电机功率
2BA-6	10	34.5	2900	50.6	162	8.7	1.86	4
	20	30.8		64		7.2	2.61	
	30	24		63.5		5.7	3.09	

(1)按美国 A.J.Stefanoff 公式计算:

$$\text{由: } n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{3.65 \times 2900 \sqrt{\frac{20}{3600}}}{30.8^{\frac{3}{4}}} = 60$$

根据 $n_s$ 由文献<sup>[6]</sup>查得:  $K_{c3} = 0.475$ ,

$$\text{所以: } C_3 = K_{c3} \sqrt{2gH} = 0.475 \sqrt{2 \times 9.81 \times 30.8} = 11.68 \text{ 米/秒}$$

$$H_p = H_T - \frac{C_3^2}{2g} = 30.8 - \frac{11.68^2}{2 \times 9.81} = 23.85 \text{ 米液柱}$$

取  $S = 1.2 \text{ cm}$ ,  $t = 1 \text{ cm}$ ,  $D_h = 4 \text{ cm}$ , 将以上各值代入(14)式, 则得:

$$23.85 - \frac{1}{286.26} \left( \frac{2900}{1000} \right)^2 [(16.2^2 - D_c^2) + \left( \frac{1.2 + 1}{1.2} \right)^2 (D_c^2 - 4^2)] = 0$$

$$D_c = 15.98 \text{ cm}$$

(2)按苏联А.И.Годубев实测曲线法计算

将 $\frac{t}{S} = \frac{1}{1.2} = 0.83$ 代入(13)式求出 $K_r = 0.877$ , 其它参数 $H_p$ 、 $D_2$ 、 $D_h$ 、 $n$ 同上, 将其代入(15)式得:

$$23.85 - 0.014 \left( \frac{2900}{1000} \right)^2 [0.877(D_c^2 - 4^2) + \frac{1}{4}(16.2^2 - D_c^2)] = 0$$

$$D_c = 15.52 \text{ cm}$$

两种方法计算结果接近, 且 $D_c$ 值均小于 $D_2 = 16.2 \text{ cm}$ , 所以可以采用背叶片离心密封。一般按А.И.Степанов法计算所得到的 $D_c$ 值往往偏大, 而按А.И.Годубев法计算所得到的 $D_c$ 比较接近实际。正确的数值应经过试验修正后确定, 以便获得在各种密封条件下的最佳背叶片外径 $D_c$ 。

另外, 采用背叶片离心密封需要消耗一些额外功率, 该功率值与 $D_c$ 的平方成正比, 与 $t$ 成正比<sup>[3]</sup>。所以, 为达到同样的密封效果, 希望适当减小背片外径 $D_c$ , 而增加背叶片高度 $t$ 。设计时可事先确定 $t$ , 一般取 $t = 0.5 \sim 1 \text{ cm}$ 。

背叶片端面与泵壳之间的平均轴向间隙 $\delta = S - t$ 主要由加工保证,  $\delta$ 越小, 密封能力越大, 但加工要求高, 工作时背叶片容易同泵壳相碰;  $\delta$ 越大, 密封能力越小, 但加工容易得到保证。当与间隙 $\delta$ 有关的零件的尺寸精度为4~6级时, 一般取 $\delta = 0.05 \sim 0.3 \text{ cm}$ 。

背叶片的数目 $Z$ 对扬程影响不大, 曾用两个不同背叶片数的 $\Phi 200$ 毫米叶轮进行试验<sup>[2]</sup>, 一个叶轮的背叶片数为12, 一个为6, 其背叶片端面与泵壳间的间隙均为2毫米, 其结果是有12个背叶片的叶轮所产生的扬程比6个背叶片的叶轮所产生的扬程只提高5.6%。该试验表明, 背叶片数超过6个以上, 扬程增加不显著。故背叶片数 $Z$ 一般取6~8个, 但也有径向直叶片数达到12~16个。

## 4 几点说明

- 4.1 背叶片离心密封原理与副叶轮离心密封原理相同,因此本文提出用带停车密封的背叶片密封结构来代替石棉填料密封在理论上是完全可行的,只要背叶片产生的扬程等于或大于泵叶轮出口扬程,或者说只要按  $H_g=0$  (等压密封) 条件计算出的背叶片外径  $D_2$  小于叶轮外径  $D_2$ ,就可采用这种密封结构。否则需要用副叶轮离心密封。在国外副叶轮离心密封已成功地用于解决许多苛刻条件下的液体介质密封,如硝酸铵、尿素溶液、含 50% 石膏晶粒的磷酸等。国内近年来也开始有了应用<sup>〔7〕〔8〕</sup>,并取得了较好的密封效果。
- 4.2 这种新型密封结构无任何摩擦件,因此,无磨损,寿命长。在正确设计的条件下可以做到零泄漏,能有效地解决石棉填料密封磨损快、寿命短、泄漏严重等问题。
- 4.3 因去掉了填料密封,故可节省大量原材料和备件消耗(如石棉盘根、泵轴、机油、冷却水等),而且还可以节省动力消耗。
- 4.4 将化工离心泵填料密封改为背叶片密封简单易行、投资少,收效快,推广容易。
- 4.5 采用背叶片离心密封可以改善生产环境,大大减轻工作人员的维护工作量。

## 参 考 文 献

- (1) 橡胶波纹管机械密封在氨水泵上的应用. 化工机械. 1983年第2期
- (2) (苏) A. N. 戈卢别夫著,梁荣厚译. 端面密封及动力密封. 燃料化学工业出版社. 1975
- (3) (美) A. J. 斯捷潘诺夫著,徐行健译. 离心泵和轴流泵. 机械工业出版社. 1989
- (4) 刘振铎. 副叶轮动力密封反压系数K值的理论分析和探讨. 石油化工设备. 1986年第6期
- (5) 周志安. 流体物性参数图表的回归分析. 风机技术. 1988年第2期
- (6) 关醒凡著. 泵的理论与设计. 机械工业出版社. 1987
- (7) 楼荣根. 泵的动力密封和停车装置. 化工与通用机械. 1981年第3期
- (8) 邹振铎等. 2BA-6离心泵的改造. 化肥工业. 1981年第1期

## Scaling ability and application of back-blade centrifugal Seal

Zhou Zhian

(ZhengZhou Institute of Technology)

**Abstract:** According to principle of dynamic seals, This paper proposed to replat asbestos packing seals by back-blade centrifugal scaling construction and research for practicability. Scaling ability and design calculating method of this new scaling construction in theory. Practical application can prove that back-blade centrifugal seal can efficiently solve occurred problems of a sbestos packing seals on centrifugal pumps used chemical industry.

**Keywords:** centrifugal pumps, back-blade centrifugal seal, scaling ability