

背叶片密封封液能力的探讨及其优化*

周志安 丁克勤

(郑州工学院) (北京化工学院)

摘要: 本文在分析背叶片密封封液能力的基础上, 针对目前在确定反压系数 K 值时存在的问题, 探讨了密封腔内液体运动速度的实际分布规律, 建立了实用性较好的 K 值理论解析式, 并通过优化, 确定背叶片密封的最佳结构参数, 以适应工程设计的需要。

关键词: 背叶片密封、封液能力、优化设计。

中图分类号: TB42

背叶片密封与副叶轮密封一样, 均属“非接触型”流体动力密封, 它是近几十年才发展起来的一种新型转轴密封型式。由于它工作时无磨损、寿命长, 而且能消除引起介质泄漏的压差, 可以做到无泄漏, 特别适合于含固体颗粒等条件苛刻的液体介质密封, 因而受到人们普遍关注和重视。目前, 国内已在氨水泵、酸碱泵以及含磨粒的其它化学溶液泵上试用了背叶片密封, 并取得良好效果〔1〕。然而, 问题是目前人们对这种新型密封的实际封液能力尚未确切掌握, 其理论研究还远远落后于实践, 不能适应密封工程设计的需要。为此, 本文在分析背叶片密封封液能力已有研究成果的基础上, 针对目前在确定系数 K 值时所存在的问题, 深入探讨了密封腔内液体运动的实际分布规律, 以新的模型, 建立了实用性较好的 K 值理论解析式, 并通过优化, 确定背叶片密封的最佳结构参数, 以满足工程设计的需要, 使这一新型密封技术的实际应用不断完善和推广。

1 背叶片密封的封液能力

所谓背叶片密封就是在叶轮后盖板上作出几个径向筋条, 如图1所示。当叶轮旋转时, 借助其离心力将液体甩向出口, 叶轮后盖板上无背叶片时, 具有一定压力的出口液体会通过叶轮与泵壳间的间隙产生泄漏流动, 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。叶轮上设置背叶片后, 由于背叶片的作用, 这部分泄漏液体也会受到离心力作用而产生一反向的离心压力, 来阻止泄漏流动。当背叶片产生的离心压力 P_c 等于叶轮出口液体压力 P_2 时, 液体就不会泄漏, 在这种情况下, 就形成“等压密封”; 当 $P_c > P_2$ 时, 泄漏液体被顶回去而形成“负压密封”, 此即背叶片密封原理。但是, 这种借助反向离

* 河南省自然科学基金资助项目

** 收稿日期: 1993-08-13

心压力抵抗液体泄漏的办法，只有在旋转状态下才能起作用，一旦停车或转速降低，便失去密封能力，为此必须辅以停车密封。

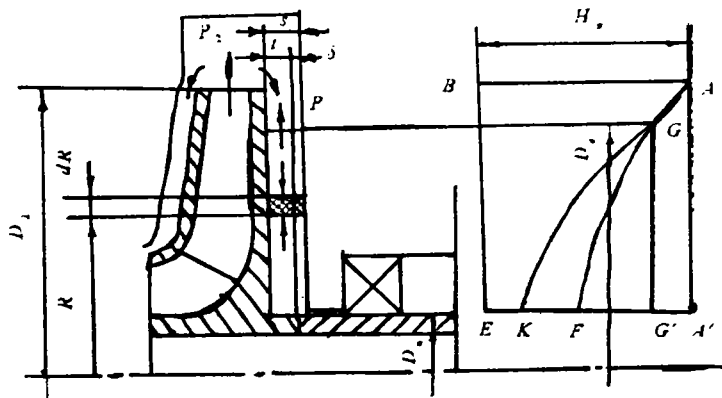


图 1 背叶片密封原理

背叶片密封的封液能力就是背叶片所能产生的离心压力或扬程。该扬程可由该侧密封腔内所取微元体的受力平衡条件求得，其值为：

$$H_r = \frac{\omega^2}{8g} (D_e^2 - D_h^2) \tag{1}$$

此式是在假定背叶片端面与壳壁之间的间隙 δ 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， δ 并不为零、且腔内液体是有粘性的实际液体，因此 $\omega' \neq \omega$ ，而是 $\frac{\omega}{2} < \omega' < \omega$ ，故实际封液能力应为：

$$H_1 = \frac{\omega'^2}{8g} (D_e^2 - D_h^2) \tag{2}$$

两者相差的程度可用其比值 K 表示，即：

$$K = \frac{H_1}{H_r} = \frac{\omega'^2}{\omega^2} \tag{3}$$

故有

$$H_1 = KH_r = K \frac{\omega^2}{8g} (D_e^2 - D_h^2) \tag{4}$$

式中 K 称为反压系数，它是反映背叶片密封封液能力大小的重要参数，其物理意义是密封腔内液体的实际平均角速度与叶轮角速度的平方之比。其值与轴向间隙 δ ，背叶片高度 t ，液体粘性 μ 及腔内液体的流动状态等因素有关，由于影响因素复杂，特别是腔内液体的流动状态难以确定。因此，计算背叶片密封封液能力的关键是如何准确可靠地确定反压系数 K 值。

在背叶片密封的优化设计中，通常用经背叶片减压后轴封处扬程 H_s 来表示实际封液能力，该扬程可根据图 1b 求得，图中 AGF 曲线表示无背叶片时该侧空腔内液体压力沿径向的分布曲线，而 AGK 曲线表示加背叶片后腔内液体压力沿径向的分布曲线， EK 即

为经背叶片减压后轴封处的液体压力或扬程(单位用米液柱表示), 由图可知:

$$H_s = EK = AB - A'G' - G'K \quad (5)$$

式中 AB 为叶轮出口势扬程 H_p , $G'K$ 即背叶片所产生的实际封液能力 H_1 , 其值可由式(4)计算, 而 $A'G'$ 表示腔内无背叶片部分(由 D_e 到 D_2 部分)的液体以 $\frac{\omega}{2}$ 旋转时[2]所产生的扬程 H_2 , 同样的分析方法得到, 其值为:

$$H_2 = A'G' = \frac{\omega^2}{32g}(D_2^2 - D_e^2) \quad (6)$$

将式(4)、(6)及 $\omega = \frac{\pi n}{30}$ 代入式(5)得:

$$H_s = H_p - 1.397\left(\frac{n}{100}\right)^2[K(D_e^2 - D_h^2) + \frac{1}{4}(D_2^2 - D_e^2)] \quad (7)$$

H_s 、 H_p 、 D_e 、 D_h 的单位均为米。由式(5)可知, 经背叶片减压后的扬程 H_s 越小, 表示背叶片密封的封液能力越强, 因此, H_s 的大小可反映背叶片密封封液能力的强弱。若要保证背叶片密封不泄漏, 必须使 $H_s = 0$ (等压密封) 或 $H_s < 0$ (负压密封)。

2 反压系数 K 值的确定

如上所述, 计算背叶片密封封液能力的关键是如何准确可靠地确定反压系数 K 值, 这也是目前背叶片密封理论研究的一项重要课题, 多年来, 国内外学者对 K 值的计算方法进行了大量的理论和实验研究, 并提出了数十种 K 值计算公式, 主要有以下几种:

①美国 $A.J. Stepanoff$ 公式[2]

$$K = \left(\frac{2t + \delta}{2s}\right)^2 \quad (8)$$

②苏联 $A.И. Голубев$ 实验曲线[3]

$$K = f\left(\frac{t}{s}\right) \quad (9)$$

③德国 $Carlpfleiderer$ 经验公式[4]

$$K = 1 - (1.5 \sim 3)\frac{\delta}{t} \quad (11)$$

④上海化工研究院提出的经验公式[4]

$$K = \frac{t}{s} - 0.17 \quad (12)$$

⑤刘振铎提出的理论公式[5]

$$K = \left(\frac{5}{8} + \frac{3}{8}\frac{t}{s}\right)^2 \quad (13)$$

⑥湘潭大学提出的经验公式[6]

$$K = 0.63 + 0.3 \frac{l}{s} \quad (14)$$

在目前所提出的数十种 K 值公式中, 除 A.J.stepanoff 式、刘振铎式外, 其余都是在实测的基础上建立的经验公式或曲线。从比较不同公式可以发现, 同一条件下所得到的 K 值有时相差很大, 究竟该取何者为佳呢? 这是密封工程设计必须解决的问题。笔者认为, 造成 K 值差别大的原因, 主要是由于各研究者的实验条件和技术水平所致, 因此, 完全依靠实测数据建立的经验公式或曲线往往只适用于某一特定条件, 并不具有普遍意义, 因而建立既有一定理论根据又接近实际的 K 值理论式具有重要意义, 这正是本文所探讨的问题。

从反压系数 K 值的定义式 (3) 可知, 欲确定 K 值, 关键是求出密封腔内液体的实际平均角速度 ω' , 为此, 必须先弄清腔内液体运动的实际分布规律, 这是一个复杂的问题, 因为腔内液体的实际运动情况难以用解析法确定。然而, 通过适当的简化和假设, 可以建立近似的速度分布模型和相应的 K 值理论式。基于这种观点, A.J.stepanoff 式是根据图 2a 所示的近似直线分布的速度模型建立的, 而刘氏公式是根据图 2b 所示近似曲线分布的速度模型建立的。笔者认为, 刘氏根据层流边界层理论, 利用简化的 N-S 方程建立的速度分布模型比前者有所改进, 在一定范围的具有实用意义, 但并非完全真实地反映腔内液体的实际流动状态, 尚有进一步完善、改进之处, 本文正是基于这种观点来建立新的 K 值理论解析式。

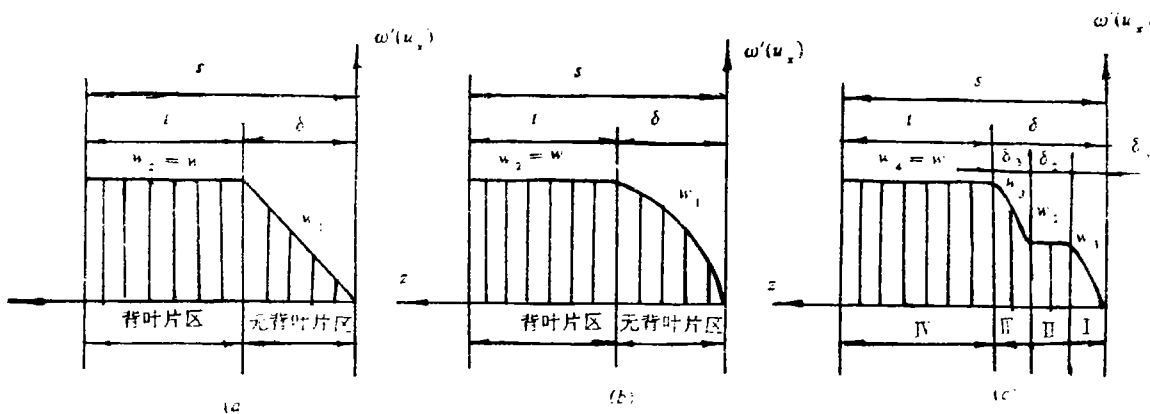


图 2 三种不同的速度分布模型

3 新的 K 值理论公式的建立

3.1 无背叶片液流速度的实际分布规律

欲获得准确可靠的 K 值理论公式, 必须建立符合腔内液体实际流动状态的速度分布模型, 特别是无背叶片区液流的速度分布规律。为此, 我们可以借助圆盘在箱体內的, 液体中转动实验来分析。箱中液体的实际运动情况如图 3 所示〔7〕, 当圆盘在液体中转动时, 由于粘性作用, 必然会带动液体一起转动, 但它只能带动圆盘附近的液体转动, 其转

动速度随离圆盘的距离而变化,这一部分随之运动的液体区域称为边界层,在边界层外面的液体按理说是不运动的,但因为与边界层内流出来的转动的液体相混,故实际上也是转动的,即边界层外面的液体绕轴旋转的速度并不等于零。此外,箱体是不动的,故液体与箱壁之间存在着相对运动,而附着于箱壁上的液体与箱壁之间应当没有相对运动,故液体的旋转运动速度 u (或 ω) 越靠近箱壁越小,紧靠箱壁处 $u=0$,我们把液体旋转速度 u 开始减小直至 $u=0$ 的部分,亦称为边界层。这样圆盘在充满液体的箱体内旋转时,箱体内实际形成两个边界层,即靠近圆盘处的边界层和靠近箱壁处的边界层,这两个边界层的厚度分布情况正好相反,如图 3a 所示。两个边界层之间的区域称为核心区,理论分析表明,该区内液流的旋转速度为圆盘圆周速度之半〔2〕。故箱内液体绕轴旋转的圆周速度沿轴向的实际分布情况应如图 3b 所示,由于 $u=r\omega$ 故在某一半径 r 处,液流绕轴旋转的角速度 ω 分布规律与 u 分布规律相同。

笔者认为,背叶片侧密封腔内液体的运动情况与圆盘在箱内液体中的运动情况类似,所以无背叶片液流区采用图 3b 所示的速度分布模型是全理的,若再将背叶片区的液流随叶轮同步旋转情况考虑在内,则本文所建立的该个密封腔内液流速度分布模型如图 2c 所示。

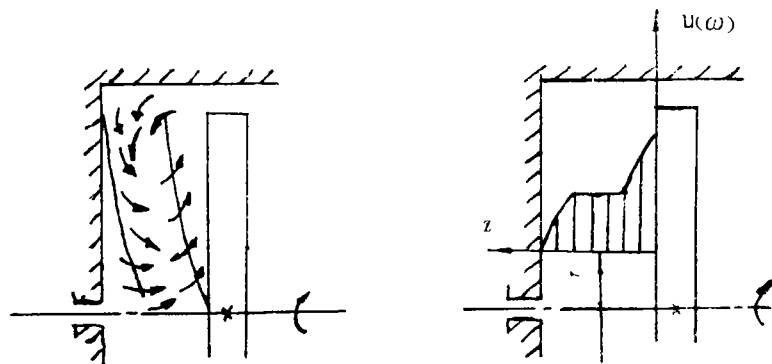


图3 圆盘在箱内液体中转动实验

3.2 K 值理论公式的推导

背叶片侧密封腔简化模型如图 4 所示,在其上建立 X 、 Y 、 Z 坐标, X 代表周向, Y 代表径向, Z 代表轴向,并假定:

- (1) 相对于固定壳壁来说,腔内液体绕轴旋转的周向运动 (X 向) 为稳定流动;
- (2) 腔内充满液体,且为不可压缩液体;
- (3) 背叶片端面与壳壁之间的间隙 δ 很小,故间隙内液体的轴向 (Z 向) 运动可不考虑,其质量力也忽略不计;
- (4) 不考虑泄漏,即腔内液体不作径向流动。

为了分析方便,我们把整个密封腔内的液体分为四个区域:第 I 区为壳壁边界层区,其宽度为 δ_3 ;第 II 区为核心区,其宽度为 δ_2 ;第 III 区为背叶片端面边界层区,其宽度为 δ_2 ;第 IV 区为背叶片液流区,其宽度为 t 。可以认为,第 IV 区内的液体在背叶片作用下,只随叶轮同步旋转,而粘滞力作用可忽略,因此,该区内液流的圆周速度 u_{xIV} 只随所在半径 r 而改变,即 $u_{xIV} = f(r)$ 。而对某一半径 r 处的液体, $u_{xIV} = r\omega_4 =$ 常数,

故在其宽度 t 范围内, u_{xIV} (或 ω_4) 的变化规律在图上表示为一直线段 (参看图 2c)。对于壳壁边界层区 I, δ_1 很小, 其间液流可近似认为是层流边界层, 此时液体的粘滞力将起主要作用, 该区内的液流圆周速度 u_{xI} 不仅随所在半径 r 变化, 而且也随距壳壁的距离 z 的不同而变化, 对某半径 r 处的液体, u_{xI} 是 z 的函数, 即 $u_{xI} = f(z)$, 现假定该速度分布函数为一多项式 [8], 即

$$u_{xI} = a + bz + cz^2 + dz^3 \quad (15)$$

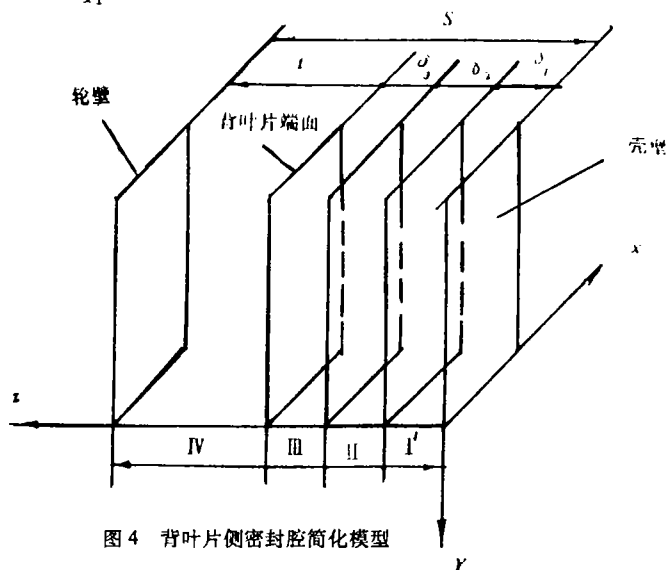


图4 背叶片侧密封腔简化模型

式中 a 、 b 、 c 、 d 为待定系数, 可由边界条件确定, 这些边界条件是: (1) 在 $z=0$ 处, $u_{xI} = 0$; (2) 在 $z=\delta_1$ 处, $u_{xI} = u_{xII} = \frac{1}{2}r\omega$; (3) 在 $z=\delta_1$ 处, 因为 u_{xI} 必定与 u_{xII} 平滑地相接, 故有 $\frac{\partial u_{xI}}{\partial z} = 0$; (4) 第四个边界条件可以通过对 $N-S$ 方程进行简化后建立。根据对微小间隙内不可压缩流体稳定流动的假设, 可得边界层内液流的 $N-S$ 方程简化形式:

$$u_{xI} \frac{\partial u_{xI}}{\partial z} + u_{xI} \frac{\partial u_{xI}}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u_{xI}}{\partial z^2}$$

对此, 当 $z=0$ 时, $u_{xI} = 0$, $u_{zI} = 0$, 且有 $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$, 所以在 $z=0$ 处得到第四边界条件:

$$\frac{\partial^2 u_{xI}}{\partial z^2} = 0$$

根据上述四个边界条件, 由式 (15) 即可求出诸系数:

$$a = 0, b = \frac{3r\omega}{4\delta_1}, c = 0, d = -\frac{1}{4} \frac{r\omega}{\delta_1^3} z^3$$

由此可得 I 区内半径为 r 处的液流速度分布函数为:

$$u_{xI} = \frac{3}{4} \frac{r\omega}{\delta_1} z - \frac{1}{4} \frac{r\omega}{\delta_1^3} z^3 \quad (16)$$

或

$$\omega_1 = \left(\frac{3}{4} \frac{z}{\delta_1} - \frac{1}{4} \frac{z^3}{\delta_1^3} \right) \omega \quad (17)$$

式中 $u_{xI} = r\omega_1$, ω_1 为 I 区内距壳壁为 z 处的液流的实际旋转角速度。该速度分布函数在图上表示为一曲线。

对于核心区 II, $\omega_2 = \frac{1}{2} \omega$, 故在图上表示为一直线段。

对于背叶片端面边界层区 III, 可以采用与第 I 区同样的分析方法, 得到该区半径为 r 处液流速度分布函数, 即:

$$\omega_3 = \left(\frac{1}{2} + \frac{3}{4} \frac{z}{\delta_3} - \frac{z^3}{4\delta_3^3} \right) \omega \quad (18)$$

根据 ω_1 、 ω_2 、 ω_3 、 ω_4 , 可以求出各区内液流绕轴旋转的平均角速度:

$$\omega_{cp1} = \frac{1}{\delta_1} \int_0^{\delta_1} \omega_1 dz = \frac{1}{\delta_1} \int_0^{\delta_1} \left(\frac{3}{4} \frac{z}{\delta_1} - \frac{1}{4} \frac{z^3}{\delta_1^3} \right) \omega dz = \frac{5}{16} \omega \quad (19)$$

$$\omega_{cp2} = \frac{1}{\delta_2} \int_{\delta_1}^{\delta_1+\delta_2} \omega_2 dz = \frac{1}{\delta_2} \int_{\delta_1}^{\delta_1+\delta_2} \frac{1}{2} \omega dz = \frac{\omega}{2} \quad (20)$$

$$\omega_{cp3} = \frac{\omega}{2} + \frac{1}{\delta_3} \int_0^{\delta_3} \left(\frac{3}{4} \frac{z}{\delta_3} - \frac{1}{4} \frac{z^3}{\delta_3^3} \right) \omega dz = \frac{13}{16} \omega \quad (21)$$

$$\omega_{cp4} = \frac{1}{t} \int_{\delta}^t \omega_4 dz = \frac{1}{t} \int_{\delta}^t \omega dz = \omega \quad (22)$$

故整个密封腔内液体的实际平均角速度为:

$$\omega' = \omega_{cp1} \frac{\delta_1}{s} + \omega_{cp2} \frac{\delta_2}{s} + \omega_{cp3} \frac{\delta_3}{s} + \omega_{cp4} \frac{\delta_4}{s} = \frac{5}{16} \omega \frac{\delta_1}{s} + \frac{\omega}{2} \frac{\delta_2}{s} + \frac{13}{16} \omega \frac{\delta_3}{s} + \omega \frac{t}{s}$$

利用 $\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3$, 且认为 $\delta_1 \approx \delta_3$, $\delta_2 = \delta - 2\delta_1$, 经整理并略去微小项 $\frac{\delta_2}{16s}$ 后得:

$$\omega' = \left(\frac{9}{16} + \frac{7}{16} \frac{t}{s} \right) \omega \quad (23)$$

由此可得:

$$K = \frac{\omega'^2}{\omega^2} = \left(\frac{9}{16} + \frac{7}{16} \frac{t}{s} \right)^2 \quad (24)$$

此即本文根据图2c所示速度分布模型所建立的 K 值理论解析式。

4 背叶片密封的优化设计

背叶密封的优化设计,就是在保证封液能力的情况下,通过选择合适的背叶片密封结构参数,使背叶片密封的功耗达到最小值。为此,需建立一个以功耗最小为优化目标,并能满足密封要求的函数,以便利用有约束条件多变量函数的优化方法求解。

背叶片密封的功耗计算一般是以圆盘摩擦损失计算公式为基础进行修正[9],其计算式为:

$$N = \bar{N} \rho u^3 \left(\frac{\pi}{4} D_e^2 + \pi D_e L \right) \quad (25)$$

式中 D_e ——背叶片外径, m ;

u ——背叶片外缘处圆周速度, $u = \frac{\pi D_e n}{60}, m/s$;

ρ ——介质密度, kg/m^3 ;

L ——背叶片高度与盖板厚度之和, $L = t + b, m$;

\bar{N} ——功耗系数,其值与 D_e 、 t 、 δ 有关,可由文献[3]中的图表查出。为便于计算机运算和优化设计,笔者根据该图中的 $\bar{N} - \frac{2\delta + t}{D_e}$ 曲线所提供的数据,借助于回归分析法将其转换成相应的函数关系式,即:

$$\bar{N} = 1.473 \times 10^{-4} + 0.0292409 \left(\frac{2\delta + t}{D_e} \right) - 0.0844697 \left(\frac{2\delta + t}{D_e} \right)^2 \quad (26)$$

将以上关系代入式(25),并加以整理得:

$$N = 1.127 \times 10^{-4} \rho n^3 D_e^4 \left[1.473 \times 10^{-4} + 0.0292409 \left(\frac{2\delta + t}{D_e} \right) - 0.0844697 \left(\frac{2\delta + t}{D_e} \right)^2 \right] (D_e + 4t + 4b) \quad (27)$$

上式表明,在转速 n 、介质密度 ρ 及盖板厚度 b 一定的情况下,背叶片密封的功耗 N 只与 D_e 、 t 、 δ 有关,通过优化这三个设计变量,就可获得 N 的最小值,此即本文所建立的目标函数。

该目标函数的约束条件可由背叶片密封的密封条件 $H_s \leq 0$ 来建立,若按“等压密封”条件, $H_s = 0$,则由式(7)得:

$$D_e^2 = \frac{2.86 H_p \left(\frac{100}{n} \right)^2 + 4 \left(\frac{9}{16} + \frac{7}{16} \frac{t}{t + \delta} \right)^2 D_h^2 - D_2^2}{4 \left(\frac{9}{16} + \frac{7}{16} \frac{t}{t + \delta} \right)^2 - 1} \quad (28)$$

式中反压系数 K 采用本文建立的公式,即 $K = \left(\frac{9}{16} + \frac{7}{16} \frac{t}{t + \delta} \right)^2$ 。为满足“等压密封”条件,目标函数式(27)中的三个设计变量 D_e 、 t 、 δ 必须满足式(28),此即为目标函数的等式约束条件。显然,这种优化,既能保证密封所需的封液能力,又能使功耗最小。

求解 N 最小值的目标函数式(27)及等式约束条件(28)一道构成了一个三维有等式约束的优化设计命题,它可利用计算机技术求解。本文采用拉格朗日乘子法求解目标

函数的最优值, 该法的实质是通过引入一个待定系数 (乘子), 将求等式约束条件下目标函数极值问题, 转变成对拉格朗日函数求无约束条件下的极值问题 [10]。笔者在参考已有资料的基础上, 用 BASIC 语言编写了一个背叶片密封优化设计的通用程序 (略), 该程序采用单纯形加速法求解无约束条件下拉格朗日函数的最优值, 其程序框图如图 5 所示

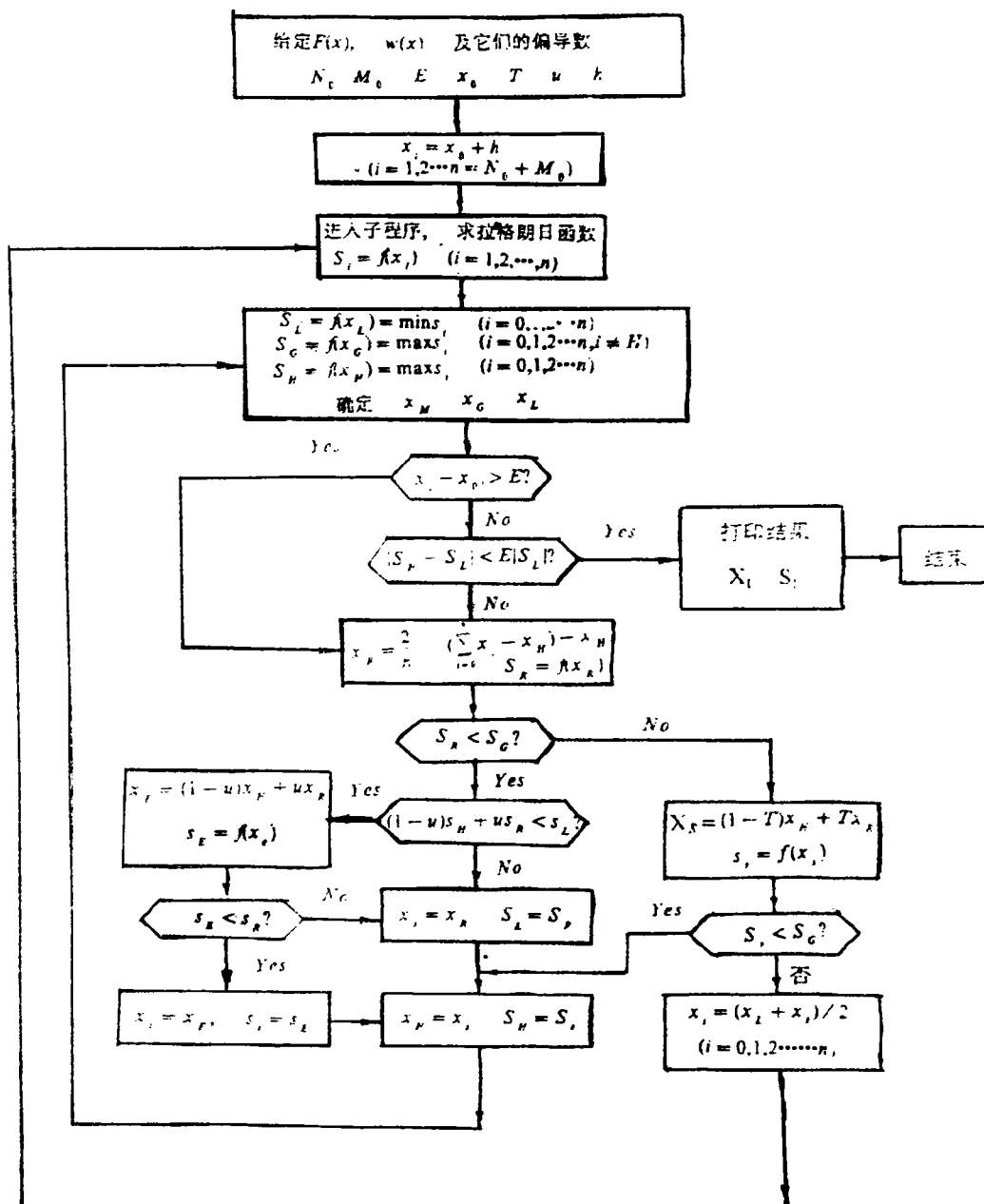


图5 拉格朗日乘子当程序框图

示。本程序通用性好, 欲求其它等式约束目标函数的最优值时, 只需修改表示目标函数、等式约束条件以及它们的一阶偏导数的语句和输入数据。

作用本程序时, 应输入下列数据:

N_0 ——目标函数及等式约束条件的维数(本例 $N_0 = 3$);

M_0 ——等式约束条件的个数(本例 $M_0 = 1$);

E ——精度(本例 $E = 0.001$);

$\chi(I, 0)$ ——初始点的第 I 维坐标, $I = 1, 2, \dots, N_0 + M_0$

(本例 $\chi(1, 0) = 0.007$, $\chi(2, 0) = 0.0008$, $\chi(3, 0) = 0.176$, $\chi(4, 0) = 0$)

本例计算机计算及打印结果:

$\chi(1) = 7.250001E - 03$

$\chi(2) = 8.250001E - 04$

$\chi(3) = 0.1755$

$\chi(4) = 871.3624$

即利用本程序对实例($H_p = 32.43m$, $D_2 = 0.18m$, $D_h = 0.035m$, $n = 2900r/min$)求优所获得的最佳 t 、 δ 、 D_e 值为:

$t = 0.00725m$, $\delta = 0.000825m$, $D_h = 0.1755m$

由此得到的功耗最小值 $N_{min} = 871.3624w$

5 结果分析及说明

为了验证本文所建立的 K 值理论公式的正确性, 笔者首先以目前大多数人所公认且与实际较接近的 А.И.Голубев 实测曲线为准^[1], 对三种不同 K 值理论公式的计算结果进行比较。然后用文献[11]提供的实测封液能力值与本文公式的理论计算值进行比较, 以进一步论证其可靠性。表 1 为在不同 t/s 值时, 三种不同 K 值公式的理论计算值与 А.И.Голубев 实测曲线所得结果对照表。图 6 为根据表 1 数据所描绘 $K - \frac{t}{s}$ 曲线: 图中 ① 表示用本文公式描绘的曲线; ② 表示用刘振铎公式描绘的曲线; ③ 表示用 A.J.Stepanoff 公式描绘的曲线; ④ 表示用 А.И.Голубев 实测曲线。表 2 为实测封液能力与本文公式的理论计算值对照表。通过分析比较可以得出以下几点结论。

5.1 用本文公式计算出的 K 值以及由此所描绘的 $K-\frac{t}{s}$ 曲线 ①, 从整体来看 (在 $\frac{t}{s}=0\sim 1$ 的整个范围内) 比其它曲线 ②、③ 接近 A.И.Голубев 实测曲线 ④: 曲线 ② 只在 $\frac{t}{s}=0.45\sim 1$ 时才与实测曲线 ④ 接近, 而在 $\frac{t}{s}=0\sim 0.45$ 时, 两者相差较远, 在此范围内的平均相对误差为 25.6%, 而在同样范围内, 本文曲线 ① 的平均相对误差仅为 12.3%; 曲线 ③ 只有在 $\frac{t}{s}=0.8\sim 1$ 时才与实测曲线 ④ 接近, 而在 $\frac{t}{s}<0.8$ 时, 两曲线相差也较大, 在此范围内的平均相对误差为 10.5%, 而在同样范围内, 本文曲线 ① 的平均相对误差仅为 7.4%。本文 K 值理论式精度较高的原因, 主要是本文对密封腔内液流的速度分布模型进行了改进, 使其符合腔内液体的实际流动状态所致。

5.2 在实用性较大的 $\frac{t}{s}=0.8\sim 1$ 范围内, 本文曲线 ① 与实测曲线 ④ 极为接近, 其最大相对误差仅为 2.2%, 而曲线 ② 的最大相对误差为 4.5%, 曲线 ③ 的最大相对误差为 2.4%, 故本文所建立的 K 值理论式实用性较好。

5.3 在与实测条件相同的情况下, 用本文公式计算出的封液能力与实测值接近。只是在转速 n 较低时 ($n=1200r/min$), 才有较大的误差, 这是因为在 n 较低时, 背叶片密封的封液能力大大降低, 故其相对误差较大。为了充分发挥背叶片密封的效能, 以在较高的转速下使用为宜。

5.4 本文编制的背叶片密封优化设计通用程序, 对确定背叶片密封的结构参数提供了最佳选择, 这比现设计中按经验选取 t 、 δ 值来确定 D_f 值合理, 为减小这类泵的功耗, 正确进行密封结构设计提供了理论依据。

表1 不同 $\frac{t}{s}$ 值时, 三种不同 K 值公式的计算值与实测曲线值比较

$\frac{D_f}{K \text{ 式}}$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
本文公式①	0.31	0.36	0.42	0.48	0.54	0.61	0.68	0.75	0.83	0.91	1
刘氏公式②	0.39	0.43	0.49	0.54	0.6	0.66	0.72	0.78	0.85	0.93	1
A.J.Stepanoff 公式③	0.25	0.30	0.36	0.42	0.49	0.56	0.64	0.72	0.81	0.90	1
A.И.Голубев 实测曲线④	0.2	0.29	0.4	0.49	0.57	0.66	0.73	0.78	0.83	0.89	0.98

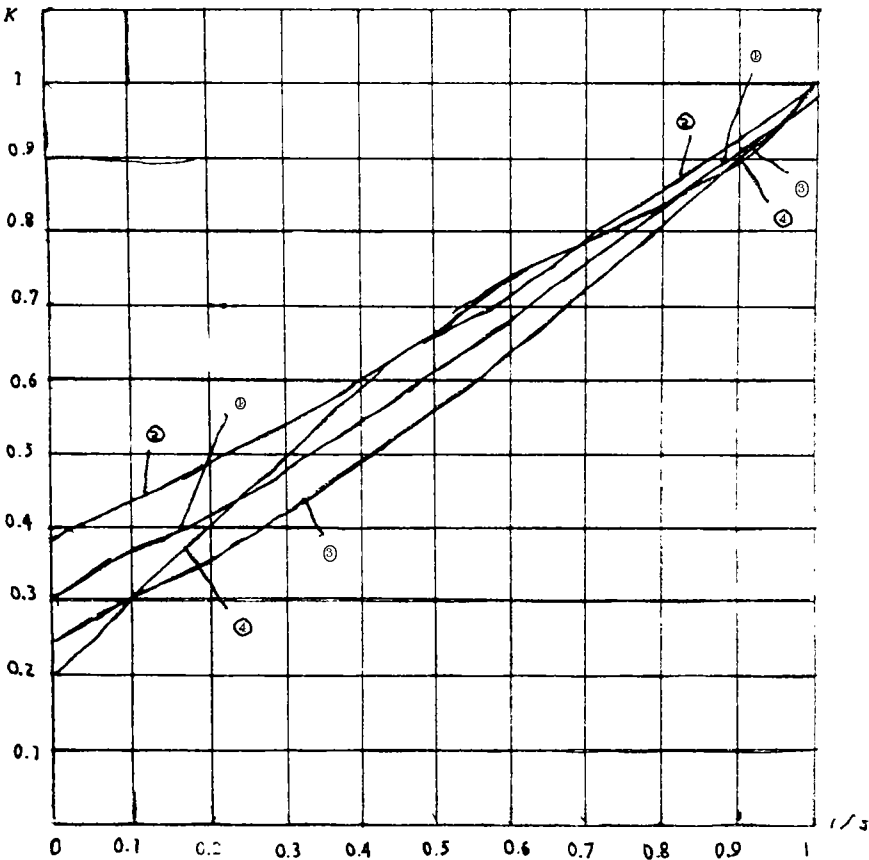


图 6 不同 K 值曲线比较

表 2 实测封液能力[11]与本文公式计算值比较

	实测参数					实测结果		在实测条件下用 本文公式计算出的 封液能力	相对 误差
介 质	密封轮		背叶片 高度 t(cm)	间隙 δ (cm)	转速 n (r / min)	封液能力		H ₁ (m)	
	外径 D _c (cm)	内径 D _n (cm)				P (kgf / min)	H [*] (m)		
	水	25	5.6	0.5	0.1	1550	1.79	17.9	17.12
1400						1.39	13.9	13.96	0.43%
1200						1.17	11.7	10.26	12.3%

* 按 $H = 10P$ 计

参 考 文 献

〔1〕 邹振铎等.2BA-6 离心泵的改造,化肥工业,1981.1
〔2〕 斯捷潘诺夫,A.J 著,徐行健译.离心泵和轴流泵,机械工业出版社,1980

- (3) 戈卢别夫.A.И 著,梁荣厚译.端面密封及机械密封,燃化工业出版社,1975
- (4) 俞秀民.副叶轮密封的设计计算,润滑与密封,1982.3
- (5) 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,1986.6
- (6) 湘潭大学.副叶轮离心密封封液能力的试验研究,水泵技术,1984,4
- (7) 查森.离心式和轴流式水泵,机械工业出版社,1965
- (8) 上海化工学院等.化学工程,化工出版社,1981
- (9) 胡国桢等. 化工密封技术, 化工出版社,1990
- (10) 范鸣玉等. 最优化技术基础, 清华大学出版社,1982.
- (11) 何家声、副叶轮的试验研究分析,化工与通用机械,1983.8

Research of Sealing Capability for Back-blade Seal and Its optimization

Zhou Zhian

Ding Keqin

(Zhengzhou Institute of Technology)

(Beijing Chemical Industrial Institute)

Abstract: In this paper, On the basis of analyzing Sealing Capability for back-blade Seal, practical distributing regulation of liquid moving Velocity in Sealing chamber are discussed, and better practicality theoretical formula on counterpressure coefficient K are built, point to occurred problems during determining counterpressure coefficient K. By optimizing, optimum construction parameters of back-blade seal are determined, To meet the needs of engineering design.

Keywords: Back-blade seal, Sealing Capability, Optimizing design.