

动力密封泵的轴向力及其平衡*

周志安 张彩云

(化工系)

摘 要: 本文探讨背叶片和副叶轮密封泵的轴向力计算方法, 并提出在主叶轮前盖板上设置前叶片来平衡动力密封泵所产生的过大轴向力。实践证明, 这是平衡此类密封泵轴向力的一种行之有效的办法。

关键词: 动力密封泵、轴向力、平衡计算。

中国图书分类号: TQ051

动力密封是一种新型的转轴密封结构, 它依靠附加的作功元件(如背叶片、副叶轮或螺旋等)对液体作功所产生的密封压力来阻止介质的泄漏。由于这种密封在运转时无泄漏, 也无直接摩擦件, 故使用寿命长。目前国外已成功地用来解决许多苛刻条件下的介质密封, 特别是对于输送含固体颗粒介质的泵, 采用这种密封结构更能发挥其密封效能^[1]。因此, 近年来动力密封泵在工业中的应用日益增多。

动力密封泵的轴向力计算与平衡问题有它的特殊性, 比一般填料泵复杂, 其残余轴向力也不易精确计算和控制。因为在泵的密封部位设置作功元件背叶片和副轮将会引起叶轮轴向力的大小和方向发生变化, 而且往往产生比原轴向力大得多的反向轴向力, 该力将使泵的转动部分(转子)发生轴向串动甚至与壳体接触, 从而造成零部件损坏。因此, 必须设法予以平衡, 以保证泵正常工作。目前, 对于这类动力密封泵的轴向力计算及平衡问题还未得到很好解决, 在理论上也缺乏系统分析和研究, 给工程设计带来困难。在现行的设计中, 这类密封泵的轴向力仍完全依靠推力轴承来承受, 显然, 这样设计是不合理的。为此, 本文从理论上探讨背叶片和副叶轮密封泵的轴向力计算方法, 建立相应的理论公式, 并提出在主叶轮前盖板上设置前叶片来平衡这类动力密封泵的轴向力。实践证明, 这是平衡此类密封泵轴向力的一种行之有效的方法。

1 背叶片密封泵的轴向力平衡计算

所谓背叶片密封^[2], 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1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

* 收稿日期: 1990.12.22

起重视, 并应设法予以平衡。为此, 笔者提出在叶轮前盖板上设置前叶片, 依靠前叶片工作时的减压作用而产生的平衡力 A_b , 以平衡或部分平衡由于采用背叶片密封而产生的过大轴向力。由此得到的背叶片密封泵的轴向力平衡计算公式为:

$$A_r = A_1 - A_2 - A_3 + A_b \quad (2)$$

欲使轴向力得到完全平衡, 必须通过精确计算, 分别求出 A_1 、 A_2 、 A_3 、 A_b , 并使其满足 $A_r = 0$, 然而, 对于采用背叶片密封的离心泵, 要做到这一点是很困难的, 而且, 为了缩小前叶片尺寸, 减少功耗, 也并不希望轴向力完全平衡。因此, 设计时总是考虑留有一定的残余轴向力 A_r , 由推力轴承来承受。残余轴向力 A_r 的大小, 可以通过调正前叶片外径和侧隙来控制。现对上述各力 A_1 、 A_2 和 A_b 的计算分述如下。

1.1 盖板力 A_1

在无背叶片时, 由于叶轮前后盖板不对称而产生的轴向力 A_1 , 是作用在叶轮上的主要轴向力。在正常密封的条件下, 液体在叶轮两侧腔室内的运动情况相同, 均以叶轮角速度之半 $\omega/2$ 的速度旋转^[3], 其压力沿径向呈抛物线规律分布, 如图1中AF所示。由图可见, 由叶轮外径处 R_2 到密封环处 R_m 的范围内, 叶轮左面和右面的压力彼此相等, 但方向相反相互抵消。由 R_m 到轮毂处 R_h 的范围内, 左边的压力等于叶轮进口压力 P_1 , 而右边腔室内的液体压力沿径向呈抛物线规律变化, 其任意半径 R 处的压力 P 为:

$$P = P_2 - \rho g \frac{u_2^2}{8g} \left[1 - \left(\frac{R}{R_2} \right)^2 \right] \quad (3)$$

式中 u_2 为叶轮出口处液体的圆周速度。由此可知, 由于叶轮前后盖板不对称产生的轴向力 A_1 应等于密封环下部 (由 R_h 至 R_m 部分) 两侧压差 ΔP 所产生的轴向力, 其值可用积分法求得, 即:

$$\begin{aligned} A_1 &= \int_{R_h}^{R_m} \Delta P 2\pi R dR \\ &= \int_{R_h}^{R_m} \left\{ \left[P_2 - \rho g \frac{u_2^2}{8g} \left(1 - \frac{R^2}{R_2^2} \right) \right] - P_1 \right\} 2\pi R dR \\ &= \pi \rho g (R_m^2 - R_h^2) \left[\left(\frac{P_2 - P_1}{\rho g} \right) - \frac{\omega^2}{8g} \left(R_2^2 - \frac{R_m^2 + R_h^2}{2} \right) \right] \end{aligned} \quad (4)$$

以 $H_p = \frac{P_2 - P_1}{\rho g}$ 代入上式得:

$$A_1 = \rho g \pi (R_m^2 - R_h^2) \left[H_p - \frac{\omega^2}{8g} \left(R_2^2 - \frac{R_m^2 + R_h^2}{2} \right) \right], \text{ N} \quad (5)$$

式中 H_p 为叶轮出口势扬程, 通常, 在离心泵叶轮中, 叶轮进出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:

$$H_p = H_T - \frac{C_{u2}^2}{2g}, \text{ m} \quad (6)$$

式中 H_T — 泵的理论扬程, $H_T = \frac{H}{\eta_h}$, η_h 为泵的小力效率, 设计时可按下式近似估

算^{〔4〕}:

$$\eta_h = 1 + 0.08351g\sqrt{\frac{Q}{n}} \quad (7)$$

C_{u2} —叶轮出口处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^{〔4〕}, 即:

$$C_3 = K_{c3}\sqrt{2gH} \quad (8)$$

2.2 背叶片平衡掉的轴向力 A_2

采用背叶片密封的泵, 由于在叶轮后盖板上设置了背叶片, 并根据密封条件 $P_c > P_2$ 确定出背叶片外径 D_c . 工作时它强迫液体旋转, 使叶轮后盖板侧腔室内的液体旋转角速度增加, 因而使离心力增加, 从而导致该侧腔室内的液体压力降低. 我们知道, 由于背叶片作用而产生的压力沿径向的变化规律也是抛物线, 如图1右侧 GK 所示, 它与原曲线 AF 相差的影线部分 GKF 即为背叶片平衡掉的轴向力 A_2 , 该平衡力可用积分法求得. 我们仍用图1来说明, 由于叶轮右侧腔室内压力沿径向的分布规律与扬程沿径向的分布规律相同, 均为抛物线, 故该图右面的压力分布图也可把它看作是扬程分布图. 若在任意半径 R 处的扬程为 MO , 则有:

$$MO = NO - NM$$

又

$$HG = H_p - \frac{\omega^2}{8g} R_2^2 + \frac{\omega^2}{8g} R_c^2$$

$$NO = H_p - \frac{\omega^2}{8g} R_2^2 + \frac{\omega^2}{8g} R^2$$

$$NM = HG - \frac{\omega^2}{2g} R_c^2 + \frac{\omega^2}{2g} R^2$$

所以

$$MO = [H_p - \frac{\omega^2}{8g} (R_2^2 - R^2)] - [H_p - \frac{\omega^2}{8g} (R_2^2 - R_c^2) - \frac{\omega^2}{2g} (R_c^2 - R^2)]$$

将上式从轮毂 R_h 积分到 R_c 得到平衡力 A_2 为:

$$\begin{aligned} A_2 &= \int_{R_h}^{R_c} \{ H_p - \frac{\omega^2}{8g} (R_2^2 - R^2) \} - [H_p - \frac{\omega^2}{8g} (R_2^2 - R_c^2)] + \frac{\omega^2}{2g} (R_c^2 - R^2) \\ &\quad - R^2 \} \rho g 2\pi R dR \\ &= \frac{3\omega^2}{8g} 2\pi \rho g \int_{R_h}^{R_c} (R_c^2 - R^2) R dR \\ &= \frac{3}{16} \pi \rho \omega^2 (R_c^2 - R_h^2)^2, N \end{aligned} \quad (9)$$

上式是在假定背叶片端部与壳体之间的间隙很小, 液体以等于叶轮角速度 ω 旋转时得到

的计算公式, 而实际上液体的旋转角速度 ω' 是小于 ω 而大于 $\frac{\omega}{2}$, 美国斯捷潘诺夫推荐取^[3]:

$$\omega' = \frac{\omega}{2} \left(1 + \frac{t}{s}\right) \quad (10)$$

式中:

t —背叶片宽度;

S —壳体与叶轮后盖板间的平均距离, $S = t + \delta$, δ 为侧隙,

将 ω' 代替前积分式中的 ω 进行积分, 则得到背叶片平衡掉的轴向力计算公式为:

$$A_2 = \frac{\pi \rho}{16} \omega'^2 \frac{t}{S} \left(\frac{t}{S} + 2\right) (R_c^2 - R_b^2)^2, \text{ N} \quad (11)$$

1.3 前叶片的平衡力 A_b

前叶片的平衡力 A_b 的计算公式与 A_2 相同, 只需将该式中背叶片的有关尺寸代入前叶片的相应尺寸即可, 且两平衡力的方向相反. 图1中左侧影线部分 $G'D'K'$ 即为前叶片平衡掉的轴向力该平衡力也可通过积分法求得, 其计算式为:

$$A_b = \frac{\pi \rho}{16} \omega'^2 \frac{t_1}{S_1} \left(\frac{t_1}{S_1} + 2\right) (R_f^2 - R_m^2)^2, \text{ N} \quad (12)$$

式中 R_f 、 R_m —为前叶片的外径和内径;

t_1 —前叶片的宽度;

S_1 —壳体与叶轮前盖板之间的平均距离, $S_1 = t_1 + \delta_1$, δ_1 为侧隙.

2 副叶轮密封泵的轴向力平衡计算

副叶轮密封结构如图2所示, 它由背叶片3、副叶轮2、副叶片5、固定叶片4等部分组成. 依靠背叶片和副叶轮上的副叶片工作时共同产生的扬程来防止叶轮出口液体的外漏. 这种密封泵的轴向力平衡计算方法与背叶片密封泵类似. 它除了考虑主叶轮上的轴向力外, 还需考虑副叶轮上产生的轴向力, 其总轴向力由以下五部分组成, 即:

$$A_t = A_1 - A_2 - A_3 \pm A_4 - A_5 \quad (13)$$

式中 A_1 、 A_2 、 A_3 意义与计算公式同前. A_4 表示未加副叶片时, 由于副叶轮两侧压差所产生的轴向力 (正号表示与 A_1 方向相同, 负号表示与 A_1 方向相反). 考虑到设置固定叶片后副叶轮光滑面升压作用不大, 故初步计算时, 可近似认为在副叶轮光滑面的 R_b 至 R_c 的范围内均匀作用着 P_3 (P_3 为副叶轮进口处的液体压力), 而在副叶轮右侧腔室内的液体运动情况与未加背叶片时叶轮右侧腔室内的液体运动情况相同, 仍以 $\omega/2$ 的角速度旋转, 其压力沿径向呈抛物线分布, 在任意半径 R 处的压力为:

$$P = P_3 - \rho g \frac{u_1^2}{8g} \left(1 - \frac{R^2}{R_1^2}\right)$$

式中 P_3 和 u_1 分别为副叶轮外径处的液体压力和圆周速度. 由于副叶轮两侧压差而产生

的轴向力 A_4 同样可用前述求 A_1 的积分法求得, 其计算式为:

$$A_4 = \rho g \pi (R_s^2 - R_h^2) \left[H'_p - \frac{\omega^2}{8g} \left(R_s^2 - \frac{R_s^2 + R_h^2}{2} \right) \right], \text{ N} \quad (14)$$

若考虑副叶轮光滑面升压的影响, 则副叶轮光滑面的压力可近似取副叶轮进口处压力 P_3 和外径处压力 P_1 的平均值, 即 $P_{cp} = \frac{P_3 + P_1}{2}$, 此时, 由于副叶轮两侧压差所产生的轴向力 A_4 的计算式为:

$$A_4 = \rho g \pi (R_s^2 - R_h^2) \left[\frac{1}{2} H'_p - \frac{\omega^2}{8g} \left(R_s^2 - \frac{R_s^2 + R_h^2}{2} \right) \right], \text{ N} \quad (15)$$

式中 $H'_p = \frac{P_1 - P_3}{\rho g}$, 为副叶轮光滑面产生的扬程, 其值可由下式近似计算 [5]:

$$H'_p = K_1 \frac{1}{71.6} \left(\frac{n}{1000} \right)^2 (D_s^2 - D_h^2), \text{ m} \quad (16)$$

式中 D_s 、 D_h 分别为副叶轮外径和副叶轮光滑面的轮毂直径 (cm), K_1 为光滑面系数, 一般取 $K_1 = 0.1$, n 为泵的转速 (r/min)。

A_5 表示加副叶片后, 被副叶片平衡掉的轴向力, 其计算公式与 A_2 相同, 只是需将该式中背叶片的有关尺寸代入副叶片相应尺寸即可。为了平衡副叶轮密封泵的轴向力, 同样也可在主叶轮前盖板上设置前叶片, 依靠前叶片的减压作用而产生的平衡力 A_6 来减小或消除过大的轴向力。基于前述同样理由, 并不希望轴向力

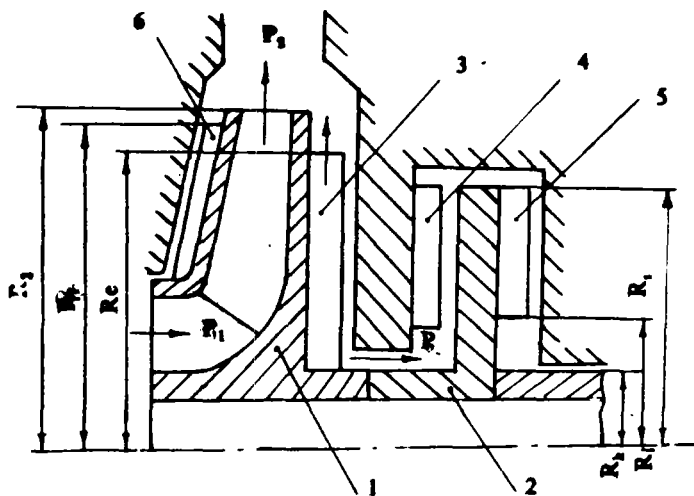


图2 副叶轮密封简图

1—叶轮 2—副叶轮 3—背叶片
4—固定叶片 5—副叶片 6—前叶片

完全平衡, 而总是留有一定的残余轴向力由推力轴承来承受。由此可得到副叶轮密封泵的轴向力平衡计算公式为:

$$A_r = A_1 - A_2 - A_3 \pm A_4 - A_5 + A_6 \quad (17)$$

3 计算实例

某耐腐蚀泵, 采用副叶轮密封, 现按本文所述方法进行轴向力平衡计算(参看图2)。

3.1 已知数据

(1) 泵参数: $Q = 70\text{m}^3/\text{h} = 0.0194\text{m}^3/\text{s}$, $H = 90\text{m}$, $n = 2900\text{r}/\text{min}$. 输送介质为硝酸, $\rho = 1260\text{kg}/\text{m}^3$.

(2) 叶轮及副叶轮密封的主要尺寸: 叶轮外径 $D_2 = 270\text{mm}$, 叶轮密封环直径 $D_m = 116\text{mm}$, 叶轮进口直径 $D_j = 100\text{mm}$, 轮毂直径 $D_h = 60\text{mm}$; 背叶片外径 $D_e = 250\text{mm}$, 背叶片内径 $D_b = 60\text{mm}$, 背叶片宽度 $t = 6\text{mm}$, 侧隙 $\delta = 1\text{mm}$, 背叶片数 $Z = 8$; 副叶轮外径 $D_4 = 190\text{mm}$, 内径 $D_i = 100\text{mm}$, 副叶片宽度 $t_2 = 15\text{mm}$, 侧隙 $\delta_2 = 1.5\text{mm}$, 副叶片数 $Z_2 = 8$.

(3) 其它参数: 水力效率 $\eta_h = 0.86$, 容积效率 $\eta_v = 0.95$.

3.2 轴向力计算

$$(1) \text{ 叶轮旋转角速度 } \omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \times 3 \times 2900}{60} = 303.53 \text{ rad/s}$$

$$(2) \text{ 叶轮出口势扬程 } H_p = H_T - \frac{C_{u2}^2}{2g}$$

$$\text{式中 } H_T = \frac{H}{\eta_h} = \frac{90}{0.86} = 104.6\text{m}$$

$$C_{u2} = K_{cs} \sqrt{2gH} = 0.5 \sqrt{2 \times 9.81 \times 90} = 21.01\text{m/s}$$

$$\text{所以 } H_p = 104.6 - \frac{21.01^2}{2 \times 9.81} = 82.1\text{m}$$

(3) 盖板力 A_1 的计算

$$\begin{aligned} A_1 &= g\rho\pi(R_m^2 - R_n^2)[H_p - \frac{\omega^2}{8g}(R_2^2 - \frac{R_m^2 + R_n^2}{2})] \\ &= 9.81 \times 1260 \times 3.14(0.058^2 - 0.03^2)[82.1 - \frac{303.53^2}{8 \times 9.81}(0.135^2 \\ &\quad - \frac{0.058^2 + 0.03^2}{2})] = 6044.035\text{N} \end{aligned}$$

(4) 背叶片平衡掉的轴向力 A_2

$$\begin{aligned} A_2 &= \frac{\pi\rho}{16}\omega^2\frac{t}{s}(R_e^2 - R_b^2)^2 \\ &= \frac{3.14 \times 1260}{16} \times 303.53^2 \times \frac{6}{7}(\frac{6}{7} + 2)(0.125^2 - 0.03^2)^2 = 12097.04\text{N} \end{aligned}$$

(5) 动反力 A_3 的计算

$$\begin{aligned} A_3 &= \frac{Q_T}{g} g\rho C_j \\ &= (\frac{Q}{\eta_v})^2 \frac{\rho}{\pi(R_j^2 - R_h^2)} \end{aligned}$$

$$= (0.0194 / 0.95)^2 \times \frac{1260}{3.14(0.05^2 - 0.03)^2} = 104.58 \text{ N}$$

(6) 未加副叶片时, 副叶轮两侧压差产生的轴向力 A_4

$$\begin{aligned} A_4 &= \rho g \pi (R_s^2 - R_h^2) \left[H'_p - \frac{\omega^2}{8g} \left(\frac{R_s^2 - R_h^2}{2} \right) \right] \\ &= 1260 \times 9.81 \times 3.14 (0.095^2 - 0.03^2) \left[3.82 - \frac{303.53^2}{8 \times 9.81} \left(\frac{0.095^2 - 0.03^2}{2} \right) \right] \\ &= -299.30 \text{ N} \end{aligned}$$

式中 $H'_p = K_1 \frac{1}{71.6} \left(\frac{n}{1000} \right)^2 (D_s^2 - D_h^2) = 0.1 \times \frac{1}{71.6} \left(\frac{2900}{1000} \right)^2 (19^2 - 6^2) = 3.82 \text{ m}$, A_4 的计算结果为负值, 表示该力的方向与盖板力 A_1 的方向相反。

(7) 副叶片平衡掉的轴向力 A_5

$$\begin{aligned} A_5 &= \frac{\pi \rho}{16} \omega^2 \frac{t_2}{S_2} (t_2 / S_2 + 2) (R_s^2 - R_i^2)^2 \\ &= \frac{3.14 \times 1260}{16} \times 303.53^2 \times \frac{15}{16.5} \left(\frac{15}{16.5} + 2 \right) (0.095^2 - 0.05^2)^2 = 2565.128 \text{ N} \end{aligned}$$

(8) 总轴向力 A_t

$$\begin{aligned} A_t &= A_1 - A_2 - A_3 - A_4 - A_5 \\ &= 6044.035 - 12097.04 - 104.58 - 299.3 - 2565.128 = -9022.013 \text{ N} \end{aligned}$$

计算结果表明, 采用副叶轮密封后, 该泵的轴向力大小与方向发生变化, 其轴向力 A_t 不仅与原轴向力 A_1 反向 (即指和叶轮后面), 而且比原轴向力 A_1 大得多。为此需在叶轮前盖板上加前叶片, 以平衡此轴向力。

3.3 前叶片平衡力 A_b 的计算

现取前叶片外径 $D_f = 250 \text{ mm}$, 内径 $D_m = 116 \text{ mm}$, 前叶片宽度 $t_1 = 6 \text{ mm}$, 侧隙 $\delta_1 = 1.5 \text{ mm}$, 则:

$$\begin{aligned} A_b &= \frac{\pi \rho}{16} \omega^2 \frac{t_1}{S_1} \left(\frac{t_1}{S_1} \right) (R_f^2 - R_m^2)^2 \\ &= \frac{3.14 \times 1260}{16} \times 303.53^2 \times \frac{6}{7.5} \left(\frac{6}{7.5} + 2 \right) (0.125^2 - 0.058^2)^2 = 7671.56 \text{ N} \end{aligned}$$

故残余轴向力 A_r 为:

$$A_r = A_t + A_b = -9022.013 + 7671.56 = -1350.453 \text{ N}$$

即采用前叶片平衡掉的轴向力为 7671.56 N, 占总轴向力的 85.03%。尚有未平衡的残余轴向力 $A_r = -1350.453 \text{ N}$ (占总轴向力的 14.97%) 由推力轴承来承受。

4 结论与说明

4.1 采用背叶片密封或副叶轮密封的化工离心泵,其轴向力的大小和方向要发生变化,而且往往产生比原轴向力大得多的反向轴向力,必须通过具体计算确定轴向力的大小和方向。

4.2 对于轴向力过大的动力密封泵,笔者推荐在叶轮前盖板上设置前叶片,依靠前叶片工作时的减压作用来平衡部分或全部轴向力。为缩小前叶片尺寸,减少功耗,并保证泵工作可靠性,通常总是考虑留有一定残余轴向力由推力轴承来承受。残余轴向力的大小可以通过调正前叶片的外径和侧隙来控制。

4.3 前叶片不仅可起平衡轴向力作用,而且还具有背叶片同样的功能,即能有效地防止杂质进入密封处,故特别适用于密封含固体颗粒杂质的液体介质。

4.4 本文所提出的背叶片密封泵或副叶轮密封泵的轴向力平衡计算公式(2)、(15)只适用于采用闭式叶轮的离心泵。对于采用半开式叶轮的离心泵,其盖板力 A_1 的计算公式不同,(详见^[4]),而且也不能用设置前叶片的办法来平衡轴向力。

参 考 文 献

- (1) 愈秀民. 副叶轮密封的设计计算. 润滑与密封. 1982. 3, 24~30
- (2) 周志安. 背叶片离心密封的封液能力及其应用. 石油化工设备. 1990. 1, 27~31
- (3) (美) A.J. 斯捷潘诺夫著, 徐行健译. 离心泵与轴流泵. 机械工业出版社. 1980
- (4) 关醒凡. 泵的理论与设计. 机械工业出版社. 1987
- (5) 楼荣根. 泵的动力密封和停车密封, 化工与通用机械. 1981. 3, 23~28

Axial Force and Balance of Pumps with Dynamic Seals

Zhou Zhian Zhang Caiyun

(Chemical Engineering Department)

Abstract: Axial force Calculating method of pumps with back-blade and sub-impeller seal are discussed in the paper, provides mounting front blade on impeller front covering plate to balance overbig axial force generated in dynamic sealing pumps. Practical application can prove that front blade is an effective method of balancing axial force to dynamic scaling pumps.

Keywords: Dynamic sealing pumps, axial force, balancing calculation.