

DOI:10.15923/j.cnki.cn22-1382/t.2019.2.11

双泵体对旋大功率多级离心泵轴向力计算与分析

梁晓玲, 姜萍, 徐靖, 田瑞娇

(河海大学文天学院, 安徽 马鞍山 243031)

摘要:从轴向力产生机理出发,利用理论分析的方法分析了ZQ1000-90双泵体对旋大功率多级潜水离心泵轴向力,为轴向力的平衡提供理论依据。

关键词:双泵体;离心泵;轴向力

中图分类号:TD 4 **文献标志码:**A **文章编号:**1674-1374(2019)02-0163-05

Calculation and analysis of axial force for double-pump disrotatory high-power multistage centrifugal pump

LIANG Xiaoling, JIANG Ping, XU Jing, TIAN Ruijiao

(Hehai University Wentian College, Ma'anshan 243031, China)

Abstract: From the mechanism of axial force, we analyze and calculate the axial force of ZQ1000-90 type double pump high-power multistage submersible centrifugal pump to provide a theoretical basis for the balance of the axial force.

Key words: double-pump; centrifugal pump; axial force.

0 引言

煤炭是我国社会主义现代化建设和人民日常生活所需的重要资源,煤炭工业是我国的基础工业。随着我国煤矿开采深度、开采强度、开采速度、开采规模的增加和扩大,水灾害威胁越来越重。一些矿山已经超过千米,水压过大,传统的水灾害防治措施已经失去效果,不得不采取具备抗灾性能的大功率水电泵^[1-2]作为防治水灾的主要措施。因此迫切需要单级大流量、高扬程、大功率

的矿用潜水离心泵,解决千米矿井抢险救灾排水技术难题。

在煤矿水灾害抢险救灾中,潜水救灾泵的运行条件十分恶劣且运行时间很长,经常2~3个月不停止工作,因此对潜水救灾泵的运行稳定性要求很高。传统的多级离心泵多采用叶轮挨个布置方式,泵在运行使用过程中会产生很大的轴向力^[3]。现阶段我国对平衡力的处理通常采用平衡盘或平衡鼓机构来平衡,但由于平衡力无法完全消除,泵在使用过程中平衡机构总会产生磨损,进

收稿日期:2018-11-29

基金项目:安徽省自然科学基金资助项目(1608085ME119);河海大学文天学院校级重点科研项目(WT17008ZD)

作者简介:梁晓玲(1989-),女,汉族,吉林松原人,河海大学文天学院讲师,硕士,主要从事水利水电工程流体机械方向研究, E-mail:980660234@qq.com.

而导致其他转子零件磨损、泵轴振动、电动机发热等问题,从而使泵的效率降低,正常使用寿命缩短,影响泵的安全可靠运行^[4-5]。同时,由于平衡机构的零件属于易损件,需要经常更换,不仅增加了用户设备维修费用,而且使泵的运行稳定性无法得到保障,进而无法满足千米矿井救灾排水技术要求。

ZQ1000-90型潜水泵是我国第一台拥有自主知识产权的大功率多级矿用潜水电泵,该泵采用双泵体结构,上、下泵各9级,叶轮在泵体内对称排列布置,与传统多级离心泵相比,该泵可实现绝大部分轴向力自平衡,即各级叶轮产生的轴向力相互抵消,从而大大减少离心泵的轴向力。为保证潜水电泵的可靠、稳定、安全运行,提高离心泵的使用效率,延长其使用寿命,应对离心泵轴向力进行精确计算并加以平衡。

1 轴向力的产生^[6-7]

1.1 泵叶轮两端压力差产生的轴向力

当离心泵正常运行时,叶轮出口的液体绝大部分经过泵的出口排出,有一小部分回流到叶轮盖板两侧的环形腔室中。由于叶轮两侧压强分布不对称,因此产生轴向力,用 F_1 表示,其方向指向叶轮入口。

1.2 液体动反力

在离心泵中,液体是自轴向流入叶轮,由径向流出,故液体轴向动量变化导致液体对叶轮产生一个轴向动反力,方向与 F_1 方向相反,用 F_2 表示。

1.3 首级叶轮轴头力

对双泵体离心泵而言,介质经下泵升压后再流入上泵,在上泵进水口处会有部分有压介质作用在轴头上,由于上、下泵的进口压强不同,即首级叶轮轴头力大小不同,这也是ZQ1000-90潜水电泵与传统离心泵存在差别的地方。首级叶轮轴头力之差为插值轴向力,工程中差值轴向力 F_c 用进口压强差与作用面积的乘积进行估算,插值轴向力也是双泵体离心泵轴向力的主要来源。

2 轴向力的计算

对ZQ1000-90型双泵体对旋大功率多级矿用潜水电泵轴向力进行计算,给定的技术参数见表1。

表1 离心泵技术参数

| 参数 | 数值 |
|-------------------------|-------|
| 转速 $n/(r/min)$ | 1 470 |
| 进口压力/MPa | 0 |
| 出口压力/MPa | 16.2 |
| 理论体积流量 $q_{VT}/(m^3/h)$ | 1 000 |
| 叶轮轮毂直径 D_h/mm | 138 |
| 叶轮密封环直径 D_w/mm | 250 |
| 叶轮内经 D_1/mm | 225 |
| 叶轮外径 D_2/mm | 515 |
| 轴直径 D/mm | 120 |
| 叶片进口宽度 b_1/mm | 53 |
| 叶片出口宽度 b_2/mm | 29 |
| 叶片厚度 δ/mm | 5 |
| 叶片进口安放角/ $^\circ$ | 25 |
| 叶片出口安放角/ $^\circ$ | 25 |
| 叶片数/片 | 7 |

注:介质为水。

2.1 各级进出口压力计算

2.1.1 进出口速度三角形的求解

1) 圆周速度 u 。叶轮内任意点的圆周速度由下式计算,其方向与所在点的圆周相切。

$$u = \frac{\pi D n}{60} \quad (1)$$

式中: u ——圆周速度, m/s;

n ——叶轮转速, r/min;

D ——计算点叶轮直径, m。

2) 轴面速度 v_m 。由连续流动方程知,轴面速度为

$$v_m = \frac{q_{VT}}{A} = \frac{q_V}{A\eta_V} \quad (2)$$

式中: q_{VT} ——理论体积流量, m^3/s ;

q_V ——实际体积流量, m^3/s ;

A ——与轴面速度相垂直的过流断面面积, m^2 ;

η_V ——容积效率, %。

由于过流断面被叶片厚度 s 占去一部分,设每一叶片在圆周方向的厚度为 δ , 叶轮有 z 个叶片, 则总厚度为 $z\delta$, 当叶片宽度为 b 时, 叶片占去的总面积为 $z\delta b$, 则过流断面面积应为

$$A = \pi D b - z\delta b = \pi D b \left(1 - \frac{z\delta}{\pi D}\right) \quad (3)$$

其中, $\delta = \frac{s}{\sin\beta}$ 。

3) 绝对速度的圆周分量

$$v_u = u - \frac{v_m}{\tan\beta} \quad (4)$$

4) 绝对速度

$$v = \sqrt{v_m^2 + v_u^2} \quad (5)$$

5) 相对速度应为

$$\omega = \frac{v_m}{\sin\beta} \quad (6)$$

根据以上公式求得进、出口速度三角形参数, 其计算结果见表 2。

表 2 叶轮进出口速度三角形参数

| 叶轮 | 参数 | 数值 |
|----|--------------------------------|---------|
| 进口 | 圆周速度 $u_1 / (\text{m/s})$ | 17.31 |
| | 过流断面面积 A_1 / m^2 | 0.035 6 |
| | 轴面速度 $v_{m1} / (\text{m/s})$ | 7.8 |
| | 绝对圆周分量 $v_{u1} / (\text{m/s})$ | 0.583 |
| | 绝对速度 $v_1 / (\text{m/s})$ | 7.82 |
| | 相对速度 $\omega_1 / (\text{m/s})$ | 18.456 |
| 出口 | 圆周速度 $u_2 / (\text{m/s})$ | 39.62 |
| | 过流断面面积 A_2 / m^2 | 0.045 9 |
| | 轴面速度 $v_{m2} / (\text{m/s})$ | 6.05 |
| | 绝对圆周分量 $v_{u2} / (\text{m/s})$ | 26.646 |
| | 绝对速度 $v_2 / (\text{m/s})$ | 27.324 |
| | 相对速度 $\omega_2 / (\text{m/s})$ | 14.316 |

2.1.2 离心泵动、静扬程的求解

离心泵的能量方程表达式为

$$H_T = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g} \quad (7)$$

式中, H_T 为理想流体通过叶轮时的扬程, 单位为 m; 第一项是流体通过叶轮后所增加的动能, 又称为动扬程, 用 H_{dT} 表示, 为减小损失, 这部分动能将在压出室内部分的转换为压力能; 第二项和第三项是流体通过叶轮后所增加的压力能, 又称静扬程, 用 H_{sT} 表示。其中第二项由工作原理知, 是由离心力的作用所增加的压力能; 第三项则是由于流道过流断面增大, 导致流体相对速度下降所转换的压力能。

实际动扬程表达式为;

$$H_d = H_{dT}\eta = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}\eta \quad (8)$$

实际静扬程表达式为:

$$H_s = H_{sT}\eta = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g} \quad (9)$$

根据式(8)和式(9)可以计算出实际动、静扬程, 分别为 28.326 m 和 58.093 m。多级离心泵的水力参数见表 3。

表 3 离心泵水力参数

| 参数 | 数值 |
|-----------------------------|---------|
| 理论扬程 H_T / m | 1 620 |
| 水力效率 $\eta / \%$ | 81 |
| 实际扬程 H / m | 1 312.2 |
| 单级理论静扬程 H_{dT} / m | 71.72 |
| 单级实际静扬程 H_d / m | 58.09 |
| 单级理论动扬程 H_{sT} / m | 34.97 |
| 单级实际动扬程 H_s / m | 28.33 |

注: 介质为水。

2.1.3 多级离心泵各级进出口压力计算

根据表 2 和表 3 数值进行多级离心泵各级进出口压力计算, 其进出口压力计算公式为

$$\begin{aligned} p_2 &= p_1 + H_d \rho g - S \rho g \\ p'_1 &= p_2 + H_d \rho g - S \rho g \end{aligned} \quad (10)$$

式中: p_1 —— 进口压力, Pa;

p_2 —— 出口压力, Pa;

p'_1 —— 下一级进口压力, Pa;

S —— 流体通过叶轮及两级间的损失, 此处取 6 m。

多级离心泵进出口压力见表 4。

表 4 多级离心泵进出口压力 Pa

| 级数 | 进口压力 | 出口压力 |
|----|---------|---------|
| 1 | 0 | 0.520 9 |
| 2 | 0.744 2 | 1.265 1 |
| 3 | 1.488 4 | 2.009 3 |
| 4 | 2.232 6 | 2.753 5 |
| 5 | 2.976 8 | 3.497 7 |
| 6 | 3.721 0 | 4.241 9 |
| 7 | 4.465 2 | 4.986 1 |

续表 4

| 级数 | 进口压力 | 出口压力 |
|----|----------|----------|
| 8 | 5.209 4 | 5.730 3 |
| 9 | 5.953 6 | 6.474 5 |
| 10 | 6.677 8 | 7.198 7 |
| 11 | 7.422 0 | 7.942 8 |
| 12 | 8.166 2 | 8.687 1 |
| 13 | 8.910 4 | 9.431 3 |
| 14 | 9.654 6 | 10.176 0 |
| 15 | 10.399 0 | 10.920 0 |
| 16 | 11.143 0 | 11.664 0 |
| 17 | 11.887 0 | 12.408 0 |
| 18 | 12.631 0 | 13.152 0 |

2.2 ZQ1000-90 型潜水离心泵对称轴向力计算

多级离心泵的轴向力理论计算推导中,由于只考虑了主要因素对轴向力影响,忽略了其他未知原因,按照计算公式求得的轴向力的计算值往往比实测值小的多,工程中常常运用经验公式进行估算,文中运用英国 Addison 推荐的轴向力计算公式^[8]进行估算。

$$F = K(D_w^2 - D_h^2) \left[H - C \left(D_2^2 - \frac{D_w^2 + D_h^2}{2} \right) - F_2 \right] \quad (11)$$

式中: K —— 常数, $K = \frac{i\pi\rho g}{4}$, i 为多级离心泵级数,此处为 9 级;

$$C \text{ —— 常数, } C = \frac{\omega^2}{32g};$$

H —— 全扬程, m。

根据式(11)计算出多级潜水离心泵的对称轴向力的计算值为 247.265 kN,方向指向叶轮进口方向,由于 ZQ1000-90 叶轮在泵体内对称排列布置,该对称轴向力相互抵消,从而大大减少离心泵的轴向力。

2.3 ZQ1000-90 型潜水离心泵差值轴向力计算

由于 9 级单吸式离心泵的轴向力非常大,为平衡该轴向力且进一步提高扬程,实际中 ZQ1000-90 型 18 级潜水离心泵采用双泵体结构,即上、下泵各 9 级且叶轮在泵体内对称排列布置。液体从下泵吸入体流进,经过 9 级叶轮升压后通过中间连接体进入上泵吸入体,再经过 9 级叶轮升压后经吸入吐出体流出,介质流动过程(9 级叶轮用 4 级叶轮表示)如图 1 所示。

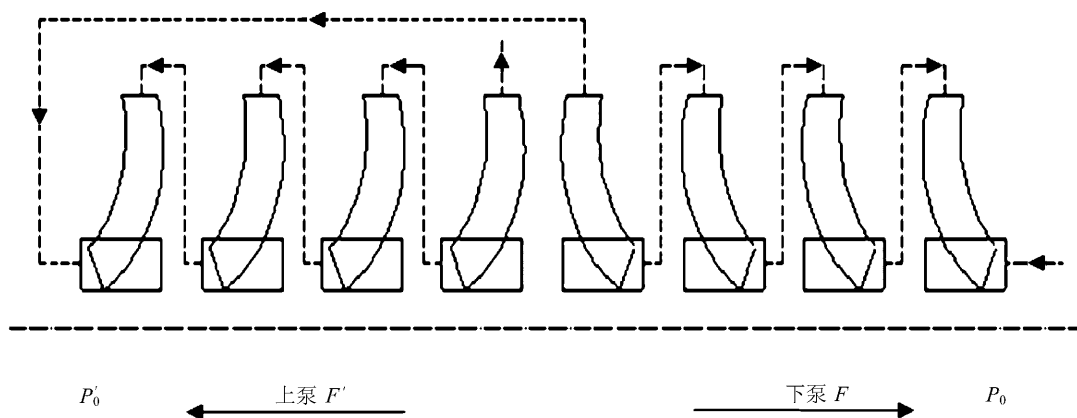


图 1 ZQ1000-90 型潜水离心泵介质流动过程

由图 1 可知,潜水离心泵上、下泵轴向力是泵叶轮两端压力差产生的轴向力 F_1 和液体动反力 F_2 之和,即平衡轴向力 F 和 F' 大小相等,方向相反,相互抵消,这也是离心泵采用双泵体结构的优势。但是由于上、下泵进口压强不同,即首级叶轮轴头力大小不同,由首级叶轮轴头力产生的差值轴向力 F_c 无法消除。工程中差值轴向力 F_c 用

进口压强差与作用面积的乘积进行估算,计算结果为 7.55 kN,方向指向泵体入口处,此部分轴向力应采取相应措施进行消除。

3 结 语

通过上、下泵轴向力及离心泵轴向力的计算可以看出,采用双泵体结构后轴向力大幅度减小,

双泵体结构在消除轴向力方面优势明显。

离心泵运行时影响离心泵轴向力的因素很多,无法精确计算,其影响难以量化估计。因此,合理考虑主要因素,忽略次要因素,并选用合适的轴向力估算公式能够提高轴向力的计算精度,为后期采取合理措施进行消除离心泵轴向力提供理论依据。

参考文献:

- [1] 汪国庆.多级高压离心泵轴向力平衡装置研究与应用[J].通用机械,2006(10):60-63.
- [2] 李伟,施卫东,蒋小平,等.多级离心泵轴向力的数值计算与实验研究[J].农业工程学报,2012,28(23):52-59.
- [3] 闫治安,崔新艺,苏少平,等.电机学[M].2版.西安:西安交通大学出版社,2006.
- [4] 安连锁.泵与风机[M].北京:中国电力出版社,2001.
- [5] 何川,郭立君.泵与风机[M].4版.北京:中国电力出版社,2008.
- [6] 高红俐,杨继隆,叶力,等.分段式多级叶片离心泵轴向力的计算[J].化工机械,2000,27(5):254-258.
- [7] 卢晓云.潜油电泵系统效率分析[J].长春工业大学学报:自然科学版,2014,35(4):384-388.
- [8] 吕锡双.供电质量对潜油电泵工作特性的影响[J].长春工业大学学报:自然科学版,2013,34(1):68-71.