

# 高压反冲洗水泵汽蚀故障探析



魏邦华\*

福建福清核电有限公司维修处, 福建福清 350318

**摘要:** 为了找到实际工作中遇到的高压反冲洗水泵故障根本原因, 从联轴器螺栓强度、磨擦过载、排气不充分几个方面逐一排查, 对汽蚀危害进行研究并结合水泵汽蚀条件进行分析, 研究结果表明引起高压反冲洗水泵机械密封损坏、轴承损坏、联轴器螺栓变形、泵壳口环骑缝螺钉变形等一系列问题的根本原因是排气不充分所导致, 排气不充分造成泵无出力, 泵无出力运行引起泵内介质温度升高, 进而发生汽化, 最终导致汽蚀, 汽泡在泵壳口环近壁面处溃灭, 形成冲击波, 从而导致泵壳口环受力增大, 泵转动阻力增大, 骑缝螺钉过载, 电机运行电流偏高, 联轴器螺栓变形。防止高压反冲洗水泵发生汽蚀故障, 需保证泵的运行流量处于最小流量与临界汽蚀流量这一安全区间之内运行, 流量过小或过大均会导致高压反冲洗水泵发生汽蚀。

**关键词:** 反冲洗水泵; 故障分析; 汽蚀; 运行

**DOI:** [10.57237/j.se.2023.06.002](https://doi.org/10.57237/j.se.2023.06.002)

## Fault Analysis and Treatment of High-Pressure Backwash Water Pump

Wei Bang-hua\*

Maintenance Department, Fujian Fuqing Nuclear Power CO.LTD, Fuqing 350318, China

**Abstract:** In order to find the root cause of the failure of the high-pressure backwash water pump encountered in practical work, the root cause of a series of problems such as coupling bolt strength, friction overload and insufficient exhaust is investigated one by one, and the cavitation hazard is studied and analyzed in combination with the cavitation conditions of the pump, and the research results show that the root cause of a series of problems such as mechanical seal damage, bearing damage, coupling bolt deformation, and deformation of the pump casing mouth ring riding joint screw is caused by insufficient exhaust, and insufficient exhaust causes the pump to have no output. The pump does not run out of force, causing the temperature of the medium in the pump to rise, and then vaporization occurs, which eventually leads to cavitation, and the bubble collapses on the near wall surface of the pump casing mouth ring, forming a shock wave, resulting in an increase in the force of the pump casing mouth ring, an increase in the rotation resistance of the pump, overload of the riding joint screw, high motor running current, and deformation of the coupling bolt. To prevent cavitation failure of the high-pressure backwash pump, it is necessary to ensure that the operating flow of the pump is operated within the safe range of minimum flow and critical cavitation flow, and the flow rate is too small or too large will cause cavitation of the high-pressure backwash pump.

**Keywords:** Backwash Water Pump; Failure Analysis; Cavitation; Operation

\*通信作者: 魏邦华, weibh01@fqnp.com.cn

## 1 前言

水泵输送的介质是水, 当温度及压力变化时, 水会发生汽化。当温度保持不变, 逐渐降低液面上的绝对压力, 当该压力降低到某一数值时, 水会发生汽化, 将这一压力称作该温度下的水的汽化压力, 当水泵叶轮入口处压头低于该温度下水的汽化压力时, 就会发生汽化, 将有大量的气体从水中逸出, 形成许多蒸汽与气体混合的小气泡, 气泡随同水流从低压区流向高压区时, 气泡在高压的作用下, 迅速凝结而破裂, 在气泡破裂的瞬间, 产生局部空穴, 高压水以极高的速度流向这些原气泡所占有的空间, 形成水锤冲击对过流部件造成破坏, 这种现象称作水泵的汽蚀。

汽蚀是流体机械领域最为经典难题之一, 国内外学者对汽蚀发生的机理进行了很多研究[1-3], 提出了诸多观点和论述, 其中最具代表性的是由柯乃普提出的“气核理论”[4], 该理论认为液体中存在着微小的气泡(称为核子), 这些核子使液体抗拉强度降低, 当液体压强低于汽化压强时, 这些核子将迅速膨胀形成气泡, 从而导致汽蚀的发生。

## 2 汽蚀危害

水泵发生汽蚀时的主要症状, 泵组振动异常, 泵组出现异常噪声, 监听泵入口处可听到气泡的爆破声, 同时泵组的出口压力出现较大幅度的摆动变化, 汽蚀发生后泵组的效率及扬程急剧下降, 严重时对泵组的过流部件会造成损坏。汽蚀破坏机理是个十分复杂的问题, 多年来国内外学者进行了大量理论探索和试验研究, 但对汽蚀的破坏机理仍未达成一致, 主流观点主要有机械作用、化学腐蚀作用、电化学作用及热力学作用等, 其中较公认的是机械作用是造成汽蚀破坏的主要原因[5]。关于机械作用导致的部件损伤机理目前有射流理论、冲击波理论两大观点, 学术界至今仍未有明确定论, 但汽蚀造成的危害在水泵的实际应用中经常遇到, 目前已知公认的主要危害列举如下:

### 2.1 产生振动及噪声

汽蚀发生时, 气泡破裂及高压冲击会引起较大的噪音, 泵壳内可以听到异常声音, 有时会产生啸叫的噪音; 汽蚀过程本身就是一种反复凝结、冲击的过程, 如果这些脉动力的频率与设备的自然频率接近就会产生强烈振动, 如果汽蚀造成转动部件材料损坏, 将会

影响转子的动平衡, 产生较大的机械振动, 汽蚀严重时产生的噪音及振动可导致泵无法正常运行[6]。

### 2.2 泵性能下降

水泵发生汽蚀时, 因水流中含有气泡, 会占据一定的叶片流道面积, 水泵的扬程、流量及效率开始下降, 而当汽蚀发展到一定程度时, 气泡大量产生, 并迅速扩展到叶片槽道的整个宽度, 水泵的扬程、流量及效率急剧下降, 严重时可导致汽蚀断流, 最终造成泵无出力[7]。

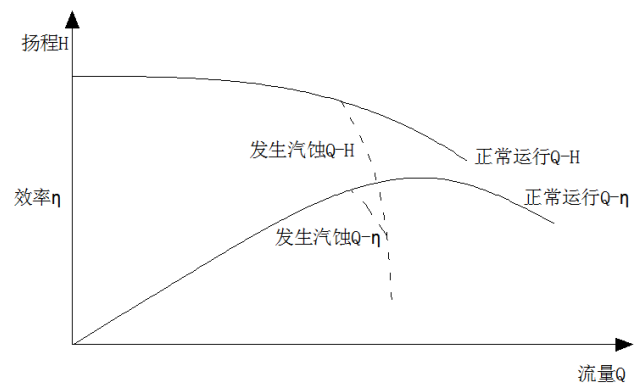


图1 离心泵发生汽蚀时性能曲线

Figure 1 Performance curve of centrifugal pumps when cavitation occurs

### 2.3 剥蚀过流部件

汽蚀发生后产生空泡, 在高压区空泡会产生强烈的坍塌溃灭。这种溃灭能够将整个气泡的势能集中于一个非常小的点上, 能量密度非常高, 气泡溃灭过程中, 形成了高速的指向壁面射流或冲击波, 产生了巨大的冲击作用, 剥蚀过流部件[8], 同时气泡溃灭后放出热量对过流部件局部可造成高温灼伤, 魏勒(wheeler, W. H)试验表明, 气泡溃灭附近的物质温升可达 500-800℃ [9]。

## 3 高压反冲洗水泵结构及故障简介

反冲洗水泵功能是冲洗鼓网上的杂物, 保证鼓网压并在设计范围内, 核电站每个鼓网通常设计两台反冲洗水泵, 一台高压反冲洗泵, 一台低压反冲洗水泵, 两台泵互为备用, 当失去正常电源时反冲洗水泵由应急柴油发电机组供电, 安全等级核三级。高压反冲洗水泵为立式单级单吸离心泵, 安装在联合泵房, 该泵结构图详见图 2 所示。高压反冲洗水泵设计流量

280m<sup>3</sup>/h, 扬程 75m, 额定功率 90KW。

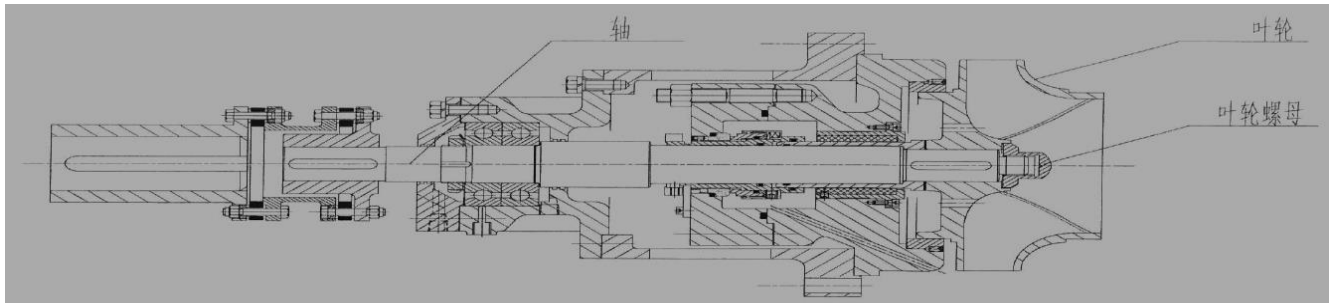


图2 高压反冲洗水泵结构图

Figure 2 Structural diagram of high-pressure backwash water pump

2023年06月18日,对高压反冲洗水泵 3CFI103PO 解隔离后启动,启动后发现泵出口压力异常,泵无出力,现场测振发现泵振动异常,最大振动达 14mm/s,运行 18 分钟后机械密封喷水失效,导致设备不可用。后经解体检查发现联轴器螺栓严重变形、泵水导轴承损坏、机械

密封损坏、泵壳口环骑缝螺钉剪切变形、叶轮定位键变形、过流部件有高温灼伤痕迹(部件损坏图片详见图 3 所示),故障发生后现场测量泵壳口环处的温度达到了 88℃,温度较高。

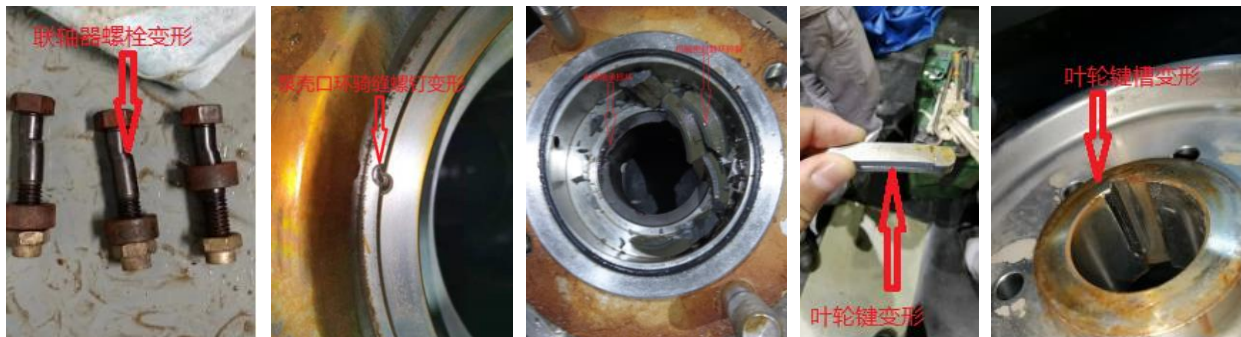


图3 泵部件损坏照片

Figure 3 Photos of damage to pump parts

## 4 故障原因分析与排查

对于高压反冲洗水泵出现的机械密封损坏、轴承损坏、联轴器螺栓变形、泵壳口环骑缝螺钉变形等一系列问题进行初步分析,认为可能原因主要有:

- 1) 设计不合理,联轴器选型存在问题。
- 2) 转动部件碰磨导致转子过载,造成联轴器螺栓变形。
- 3) 排气不充分导致的一系列故障,最终导致汽蚀破坏。

### 4.1 设计校核

该泵联轴器型号: HTDJ6-150-00A5, 公称转矩

1400N.m 许用最大瞬时转矩 3300N.m, 最大许用转速 3600r/min, 联轴器螺栓材质: 42CrMo, 联轴器螺栓直径 M8,共设计 6 棵螺栓, 螺栓孔直径间距  $\varnothing 115\text{mm}$ ,电机功率 90KW, 电机转速 2970r/min。

$$P = \pi T n / 30000 \quad (1)$$

联轴器扭矩及螺栓强度校核,按 90KW 轴功率(电机功率)校核,将已知功率及转速代入式 1)可得出额定功率运行时转矩  $T = 286\text{N.m} \leq 1400\text{N.m}$ 。

通常泵启动电流一般为正常运行电流的 4-5 倍,启动瞬间转矩最大,按 5 倍转矩进行核算,启动瞬间转矩  $T_1 = 5T = 286 \times 5 = 1430\text{N.m} \leq 3300\text{N.m}$ 。

设联轴器单个螺栓受力为 F,对启动瞬时联轴器螺栓实际受力进行核算,核算如下:



$$T_1 = 6F \times 0.115/2 \quad (2)$$

由式 2) 计算可得  $F=4145\text{N}$ 。

查国家标准《螺纹紧固件应力截面积和承载面积》[10], M8 的螺栓截面积为  $A=36.6\text{mm}^2$ 。

单个联轴器螺栓所受剪切力  $F/A=113.3\text{MPa} \leq 270\text{MPa}$ 。

联轴器螺栓材质 42CrMo, 屈服强度 930MPa, 许用拉伸强度 450MPa, 许用剪切强度 270MPa, 正常载荷及启动载荷下联轴器螺栓强度符合设计要求, 经校核可知所选联轴器公称转矩 1400N.m 符合设计要求; 联轴器选型没有问题, 正常设计载荷下联轴器螺栓强度满足使用要求。

经化学分析, 联轴器螺栓合金成分的含量(Cr Ni Mo) 符合 42CrM 材料元素含量要求, 螺栓材质没有问题。

## 4.2 磨擦导致的过载排查

泵壳口环骑缝螺钉已剪切错位, 该螺钉规格 M6、长度 15mm, 共 3 个, 材质 316 不锈钢, 查实用金属材料手册, 该材料屈服强度为 515MPa [11], 许用抗拉强度为 258MPa, 许用剪切强度通常取许用拉伸强度的 0.6 倍为 155MPa, 初步计算, 三条螺栓总受力应大于  $6 \times 15 \times 3 \times 155 = 41850\text{N}$ , 才可能使骑缝螺钉剪切错位, 从受力分析角度来分析, 转子总质量 30Kg, 根据磨擦力计算公式  $f = \mu N$ , 金属间滑动磨擦系数  $\mu$  小于 1, 因此估算转子因磨擦产生的磨擦力最多不超过 300N, 远小于 41850N, 另外检查泵壳口环并没有明显磨损痕迹, 因此可以排除磨擦导致骑缝螺钉变形。

## 4.3 排气不充分导致汽蚀故障可能性分析

高压反冲洗水泵运行时振动高、噪音大及泵性能下降(无出力)等症状符合水泵发生汽蚀故障的典型特征, 且该泵出口管道未布置排气阀, 大修后首次充水排气极有可能出现排气不充分情况, 最终导致泵腔上部存在空气, 造成泵启动后无出力, 该泵机械密封冲洗水及水导轴承润滑水均取自该泵自身, 若泵无出力必然会导致机械密封及水导轴承因泵没出力导致冷却及润滑不良, 发生高温损坏; 另一方面泵没出力的情况下维持运行, 导致泵内水温升高, 叶轮口环处发生汽化, 进而产生气泡, 从而导致泵壳口环受水锤冲击, 骑缝螺钉过载。叶轮口环与泵壳口环的间隙处水锤冲

击对叶轮产生附加阻力, 导致叶轮键剪切应力增加, 造成叶轮键变形。因此理论上分析该泵故障最大可能原因是排气不充分导致, 排气不充分导致泵无出力, 泵无出力运行导致泵内温度升高, 水的汽化压力升高, 泵有效汽蚀余量降低, 最终形成汽蚀并对泵部件造成破坏, 因此初步分析排气不充分导致的汽蚀应是故障产生的根本原因。

# 5 高压反冲洗水泵汽蚀探析

## 5.1 水泵不发生汽蚀的条件

泵的有效汽蚀余量  $\Delta h_a$  是指泵在吸入口处, 单位重量的液体所具有超过汽化压力的富余能量[12]。有效汽蚀余量主要与泵的吸入装置情况及管道损失有关, 而与泵本身汽蚀性能无关。有效汽蚀余量标志泵使用时的装置汽蚀性能, 为了避免泵组不发生汽蚀, 就必须提高有效汽蚀余量。水泵的有效汽蚀余量大小可用下式表示:

$$\Delta h_a = P_e / \rho g - P_v / \rho g + H_g - h_w \quad (3)$$

$P_e$  为水泵吸入容器静压力,  $P_v$  为泵入口处汽化压力,  $H_g$  为水泵的倒灌高度(如为吸上高度则取负值),  $h_w$  为管道损失,  $\rho$  为流体密度  $\text{N/m}^3$ 。

泵的必需汽蚀余量  $\Delta h_r$  是表示泵本身汽蚀性能的一个参数, 只与叶轮进口部分吸入室的几何形状有关, 与吸入管道装置的条件及系统布置无关。必需汽蚀余量大小可用下式表示:

$$\Delta h_r = \lambda_1 v_0^2 / (2g) + \lambda_2 w_0^2 / (2g) \quad (4)$$

$\lambda_1$ 、 $\lambda_2$  为系数,  $v_0$  为叶轮入口处流体的绝对速度,  $w_0$  为叶轮入口处流体相对速度。

水泵的必需汽蚀余量很难通过理论求得, 一般由汽蚀试验测得, 根据标准[13], 水泵必需汽蚀余量的测定是在额定设计流量下, 逐渐降低测试系统有效汽蚀余量, 使泵第一级叶轮后出口压力降低 3% 时的测试系统有效汽蚀余量值作为泵额定流量下该泵的必需汽蚀余量。

运行中是否会出现汽蚀取决于有效汽蚀余量  $\Delta h_a$  与必需汽蚀余量  $\Delta h_r$  的差值决定。要防止水泵发生汽蚀, 务必使泵入口的有效汽蚀余量(用  $\Delta h_a$  表示)必需大于必需汽蚀余量(用  $\Delta h_r$  表示), 即  $\Delta h_a > \Delta h_r$ , 并留有一定的安全裕量。

水泵设计通常要求:  $\Delta h_a - \Delta h_r \geq 0.5\text{m}$ ; 对于易汽化的

介质须满足  $\Delta h_a - \Delta h_r \geq 0.8\text{m}$ ; 当  $\Delta h_a - \Delta h_r \leq 1\text{m}$  时, 泵出厂时必须做汽蚀性能试验, 以确认泵满足选型要求。

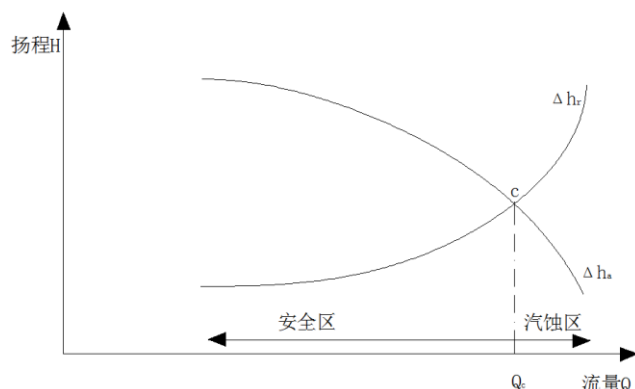


图4 有效/必需汽蚀余量与流量的变化关系图

Figure 4 Diagram of effective/necessary NPSH allowance with flow rate

如图4所示, 在泵介质温度不变的情况下, 泵的有效汽蚀余量随流量的增大而降低 (如泵运行流量小于最小流量, 泵介质温度升高, 则该结论不适用), 必需汽蚀余量随流量的增大而增大, 二者交点即为汽蚀临界点。如流量超过汽蚀临界点  $Q_c$  点对应流量, 则泵会发生汽蚀; 泵流量低于  $Q_c$  点流量且大于最小流量时, 则泵不会发生汽蚀, 这一区间是泵运行的安全区间。

如运行操作不当, 导致泵偏离设计流量运行, 即时在设计制造及系统布置已使  $\Delta h_a > \Delta h_r$ , 但仍然会导致泵发生汽蚀, 因此泵是否会发生汽蚀, 除了与有效汽蚀余量及必需汽蚀余量相关外, 还与泵动态的实际运行流量密切相关, 流量过大或过小均会导致汽蚀。

## 5.2 高压反冲洗水泵因流量过小导致汽蚀分析及验证

水泵转动时克服各种阻力而耗能 (磨擦损耗), 不计泵体的热辐射, 这部分能量将全部转化为热量, 正常流量运行时因流量足够可以带走这部分热量, 泵体及介质温度保持不变; 当流量小于泵运行所需的最小流量时, 因流量过小不足以带走磨擦产生的热量时, 泵内介质温度将升高[14], 汽化压力将增大, 由式3)可知有效汽蚀余量降低, 当有效汽蚀余量降到小于必需汽蚀余量时, 泵就会发生汽蚀。经现场测量故障时泵壳叶轮口环处的温度为  $88^\circ\text{C}$ , 汽蚀余量计算如下:

查水和水蒸汽压力性质图表[15], 可知水的汽化压力与温度的对应关系如表1所示, 高压反冲洗泵运行时海水温度为  $25^\circ\text{C}$ , 根据表1内插计算  $25^\circ\text{C}$  水温时, 汽化压力为  $0.35\text{m}$ ; 水温为  $88^\circ\text{C}$  时, 对应的汽化压头为  $6.98\text{m}$ 。

表1 不同水温下饱和水蒸汽压力

Table 1 Saturated water vapor pressure at different water temperatures

温度( $^\circ\text{C}$ )	20	30	40	50	60	70	80	90
饱和蒸汽压力 (KPa)	2.339	4.245	7.381	12.345	19.933	31.178	47.376	70.121
饱和蒸汽压头 (m)	0.25	0.45	0.79	1.31	2.12	3.32	5.04	7.46

- 1) 有效汽蚀余量计算: 检查泵入口就地压力表, 高潮位时泵入口压力  $0.11\text{MPa}$ , 低潮位时泵入口压力  $0.06\text{MPa}$ , 换算成压头分别为高潮位时泵入口压头为  $11.86\text{m}$ , 低潮位时泵入口压头为  $6.47\text{m}$ ; 正常高潮位运行 (水温  $25^\circ\text{C}$ ) 时,  $\Delta h_a = 11.86 - 0.35 = 11.51\text{m}$ ; 正常低潮位运行 (水温  $25^\circ\text{C}$ ) 时,  $\Delta h_a = 6.47 - 0.35 = 6.12\text{m}$ 。
- 2) 故障高潮位运行 (水温  $88^\circ\text{C}$ ) 时,  $\Delta h_a = 11.86 - 6.98 = 4.88\text{m}$ ; 故障低潮位运行 (水温  $88^\circ\text{C}$ ) 时,  $\Delta h_a = 6.47 - 6.98 = -0.51\text{m}$ 。
- 3) 必需汽蚀余量: 查阅该泵出厂时完工报告, 该泵出厂时汽蚀试验测得的该泵额定流量下的必需汽蚀余量为  $4.71\text{米}$  [16]。

有效汽蚀余量与必需汽蚀余量比较: 正常运行工

况下无论是高潮位还是低潮位有效汽蚀余量与必需汽蚀余量的差值均大于  $0.5\text{m}$ , 水泵设计没有问题; 但当泵无流量运行时, 因泵内水温升高, 故障时泵壳温度已达  $88^\circ\text{C}$ , 此时无论是高潮位还是低潮位, 有效汽蚀余量与必需汽蚀余量的差值均不满足大于  $0.5\text{m}$  要求。

从汽蚀余量方面计算可知当泵无流量运行泵壳温度达到  $88^\circ\text{C}$  时, 高压反冲洗水泵必定发生汽蚀, 因此, 为了保证离心泵不发生汽蚀除了要控制泵的流量小于临界汽蚀流量 ( $Q_c$ ) 外, 还需控制泵内介质温升, 必需保证泵实际运行流量大于最小流量, 以便达到控制泵内介质温升的目的, 防止水泵发生汽蚀。

对高压反冲洗水泵损坏的零部件进行更换并重新组装, 泵组装好后启动前打开机械密封顶部的排气丝堵对泵进行充分充水排气, 充分排气后启动高压反冲

洗水泵，泵组运行正常，从而验证了本次故障根本原因是充水排气不充分导致的汽蚀故障。

5.3 高压反冲洗水泵汽蚀危害探讨

本次高压反冲洗水泵汽蚀故障除了有产生振动和噪音、泵性能下降、剥蚀过流部件等已知公认故障特征外，而且还造成了非过流部件的损坏，具体如下：

- 1) 泵壳口环骑缝螺钉变形、联轴器螺栓损坏、叶轮键变形等部件损坏；
- 2) 泵运行阻力增大、功耗增加、电机运行电流较未汽蚀时要大且停泵时转子惰转时间明显变短。

高压反冲洗水泵排气不充分的情况下，因泵腔上部存在空气，造成泵启动后无流量，泵在没流量的情况下维持运行，导致泵内水温升高，叶轮下口环处发生汽化，进而产生空泡，空泡在泵壳口环近壁面溃灭，形成冲击波，从而导致泵壳口环受力增大，骑缝螺钉过载，具体分析如图 5、6 所示。

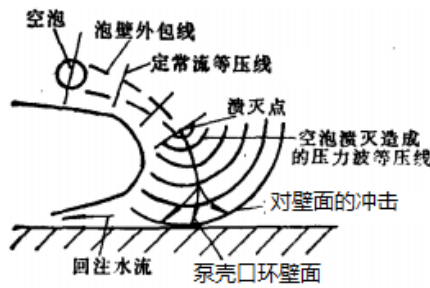


图 5 单个球形空泡对壁面的冲击

Figure 5 Impact of a single spherical cavitation on the sealing ring.

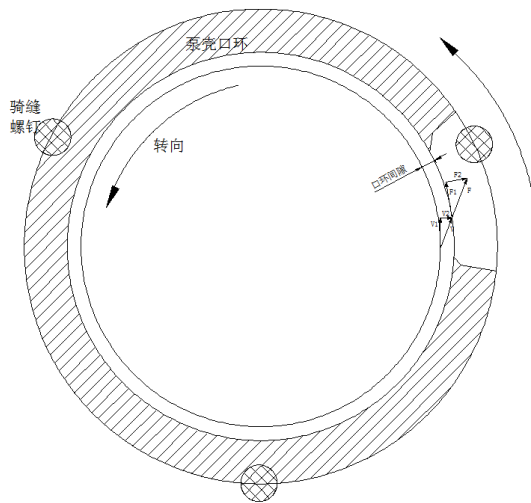


图 6 泵壳口环受力分析图

Figure 6 Pump casing sealing ring force analysis diagram

当叶轮转动时，口环间隙内的流体将会被叶轮口环以速度  $V$  向外甩出，泵壳口环在速度  $V$  的冲击下使得泵壳口环受力为  $F$ ，该力可分解为切向力  $F_1$  及径向力  $F_2$ ，泵壳口环在力  $F_1$  作用下使得泵壳口环有向叶轮旋转方向转动的趋势，正常情况下，冲击力  $F$  较小，不会导致泵壳口环的三个 M6 骑缝螺钉变形。当泵因无流量而导致的口环处流体温度升高后，水将汽化，导致大量空泡产生，在叶轮旋转的过程中水从叶轮口环壁面甩出时速度最大，到达泵壳口环壁面时因受流动阻力影响，速度降低，压力升高，因此空泡在泵壳口环壁面处因水压力增大而导致空泡溃灭。图 5 是单个球形空泡溃灭产生的冲击示意图，大量空泡溃灭时产生的巨大冲击，使得泵壳口环受力  $F$  增加很多，最终导致泵壳口环骑缝螺栓剪切变形。

汽蚀产生后，叶轮口环与泵壳口环的间隙处空泡溃灭破坏力导致泵壳口环骑缝螺钉剪切错位，该空泡溃灭破坏力对叶轮产生附加阻力，增大了转子转动的阻力矩，从而使叶轮定位键过载变形，由泵壳口环骑缝螺钉剪切错位可知该力的大小至少为 41850N，叶轮口环直径 176mm，计算空泡导致的空泡破坏力对叶轮阻力矩至少为  $41850N \times 0.176m / 2 = 3683N \cdot m$ ，该阻力矩已超过联轴器允许的最大转矩 3300N·m，因此导致联轴器叠片损坏及螺栓变形。

当叶轮阻力矩为 3683N·m 时，联轴器螺栓强度计算如下：

$$3683 = 6F \times 0.115 / 2 \tag{5}$$

由式 5) 可知，单个联轴器螺栓受力为  $F = 10675N$ 。

联轴器螺栓剪切强度： $F/A = 292MPa > 270MPa$ ，超过该材质螺栓的允许剪切强度，因此联轴器螺栓变形，联轴器螺栓弯曲变形如图 3 所示。

6 结论

为了找出高压反冲洗水泵故障的根本原因，本文从设计强度校核、磨擦过载、排气不充分几个方面逐一排查，对汽蚀危害进行研究并结合水泵汽蚀条件进行分析，从而得出如下结论：

- 1) 引起高压反冲洗水泵机械密封损坏、轴承损坏、联轴器螺栓变形、泵壳口环骑缝螺钉变形等一系列问题的根本原因是排气不充分所导致。
- 2) 排气不充分导致泵无出力，机械密封及水导轴承因无冷却导致损坏，泵无流量运行导致泵内

介质温度升高,进而发生汽化,最终导致泵因无流量或流量过小而产生汽蚀,汽蚀发生后产生的空泡溃灭破坏力造成联轴器螺栓变形及泵壳口环骑缝螺钉变形。

- 3) 水泵运行时,需保证流量处于最小流量与临界汽蚀流量这一安全区间之内运行,流量过小或过大均会导致水泵发生汽蚀。
- 4) 汽蚀不仅可剥蚀过流部件,还会对非过流部件造成破坏,汽蚀可致泵转动阻力增加。

## 参考文献

- [1] Escaler X, Egusquiza E, Farhat M, et al. Detection of cavitation in hydraulic turbines [J]. Mechanical Systems and Signal Processing 2006, 20: 983-1007.
- [2] 范海峰, 范琪, 虞丹萍, 等. 离心泵汽蚀问题研究及抗汽蚀性能改进 [J]. 化工技术与开发, 2011, 40(1): 49-53.
- [3] 刘德斌, 贾谊, 赵丽丽. 离心泵汽蚀的发生及预防 [J]. 纯碱工业 2010(4): 29-31.
- [4] R. T. 柯乃普《空化与空蚀》(水利水电科学研究院译) [M] 北京: 水利出版社 1981: 2-30.
- [5] 王勇, 刘厚林, 谈明高. 泵汽蚀研究及展望 [J] 水泵技术, 2008(1): 2-2.
- [6] 张浩, 王建建. 离心泵汽蚀分析及优化措施 [J] 广州化工, 2013(17): 169.
- [7] 孙广垠, 张娟. 水泵的汽蚀危害及其防止措施 [J] 科技情报开发与经济, 2009(19): 171.
- [8] 华北水电学院 聂荣昇主编. 水轮机的空化与空蚀 [M] 北京: 水力电力出版社, 1984: 58-61.
- [9] 中国科学技术大学 沙毅、闻建龙编. 泵与风机 [M] 合肥: 中国科学技术大学出版社, 2005: 114.
- [10] GB/T16823.1-1997 《螺纹紧固件应力截面积和承载面积》 [S] 1997: 2.
- [11] 刘胜新 《实用金属材料手册》第 2 版 [M] 北京: 机械工业出版社 2017: 614.
- [12] 重庆大学 郭立君主编 泵与风机 [M] 北京: 中国电力出版社 1997: 114-119.
- [13] 回转动力泵水力性能验收试验 1 级和 2 级 [S] GB/T3216-2005 2006.04.
- [14] 肖绪才, 吴革新. 离心泵最小无汽蚀流量的确定 [J] 煤矿机电 2008(2): 76.
- [15] 哈尔滨工业大学 严家录、余晓福、王永清编 水和水蒸汽热力性质图表第二版 [M] 北京: 高等教育出版社, 2004: 1-3.
- [16] 林子杰编 高压反冲洗水泵竣工文件质量分卷 [M] 上海: 上海阿波罗机械股份有限公司 2021: 412.

## 作者简介

### 魏邦华

1973 年生, 高级工程师. 研究方向为流体机械故障分析.

E-mail: weibh01@fqnp.com.cn