

# Analysis and countermeasures of secondary high pressure boiler

Yuefu Wang

Yunnan Tian'an Chemical Co., Ltd., Anning, Yunnan, 650309, China

## Abstract

In this paper to the secondary high pressure boiler feed water pump rotor in large axial displacement, dynamic and static parts friction caused pump damage, through the calculation of the residual axial force of design rated condition, extreme condition under the balance device, impeller and pressure wear evidence, the conclusion, the pump in extreme condition of serious overpressure operation, is the balance device, impeller and pressure caused by axial wear, consistent with the pump disintegration of wear components, and put forward solutions and after processing verification. Based on this, this paper takes the damage of the feed pump of a sub-high pressure boiler of our company as an example to analyze the causes of damage and maintenance countermeasures, and provide some theoretical and practical experience reference for the treatment of similar situations in the later period.

## Keywords

axial force; balancing force; balancing device; remaining axial force; overpressure

## 次高压锅炉给水泵平衡装置异常磨损原因分析与解决对策

王跃富

云南天安化工有限公司, 中国·云南安宁 650309

## 摘要

本文以次高压锅炉给水泵转子在工作中出现大幅度轴向位移, 动静零部件摩擦而致使泵损坏的现象, 通过对设计额定工况及极端工况下剩余轴向力的计算, 推导出在极端工况下平衡装置、叶轮与扩压器的磨损证据, 结论是泵在极端工况下严重超压运行, 是平衡装置、叶轮与扩压器磨损而导致轴窜的原因, 与泵解体的磨损部件相符, 并提出解决对策及处理后验证。基于此, 本文以我公司一台次高压锅炉给水泵损坏情况为例, 分析损坏原因和维修对策, 为后期类似情况的处理提供一些理论与实践经验参考。

## 关键词

轴向力; 平衡力; 平衡装置; 剩余轴向力; 超压

## 1 概述

### 1.1 机组简介

公司次高压锅炉给水泵是向锅炉系统供水, 是国内某公司设计、制造。结构见图1, 设计参数见表1; 轴承为滑动轴瓦, 无止推瓦, 甩油环飞溅润滑, 轴承摩擦热由夹套循环冷却水带走。驱动端与非驱动端轴封原为填料密封, 后改为机械密封, 泵进水管口均为垂直进出水。泵为中心支撑, 在进出水壳体上分别设置支撑脚板支撑于机座上, 进水段两侧支座设置横销, 为轴向膨胀固定点, 泵体底座前后各设置轴向膨胀导向纵销。

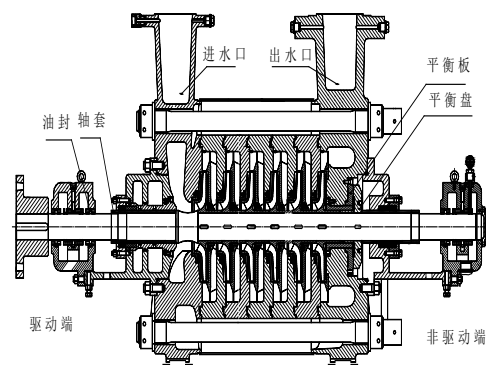


图1 锅炉给水泵结构

【作者简介】王跃富(1972-), 男, 本科, 中国云南楚雄人, 工程师, 从事化工机械研究。

表 1 设计参数

参数	名称	设计数值	单位
流量		210	m <sup>3</sup> /h
最小流量		65	m <sup>3</sup> /h
入口压力		0.38	MPa (G)
出口压力		8.0	MPa (G)
关闭点压力		9.0	MPa (G)
温度		130	℃
密度		934.8	kg/m <sup>3</sup>
叶轮级数		6	级
电机功率		710	KW
转速		2987	r/min

### 1.2 损坏现象

2022年11月C泵在出口流量约10 m<sup>3</sup>/h, 出口压力为10.5MPa (G) 工况运行, 突然转子向驱动端发生较大位移, 导致驱动端机械密封轴套与轴承室的油封发生轴向摩擦生火。紧急启动B台运行约1分钟, 同样B台出现转子向驱动端发生较大位移, 导致驱动端机械密封轴套与轴承室油封发生轴向摩擦生火。即同样的转子大幅度位移、同样的摩擦生火, 时间间隔不到5分钟, 两台泵均相同方式损坏。

## 2 原因分析

针对2台次高压锅炉给水泵极短时间内均发生损坏, 甚是疑惑, 如不分析清楚损坏原因与制定对策, 即使修复再次运行, 依然存在损坏可能。以下是能造成泵损坏的因数, 将采用排除法一一分析。

### 2.1 操作分析

在C台次高压锅炉给水泵损坏之前, 泵连续运行了约半年周期, 在损坏当日, 装置系统处于部分停车状态, C泵损坏后, 现场手动启动B泵运行, 运行约1分钟后同样现象损坏。核对工艺操作步骤, 未发现操作不当情况。排除此种原因所致损坏;

### 2.2 维修分析

对B/C台损坏泵解体, 发现平衡盘动静磨损严重, 叶轮与壳体轴向动静磨损严重, 机械密封轴套与轴承室的油封动静磨损严重, 轴套与轴外圆因高温咬合而粘成一体, 只能破坏割除, 轴已弯曲。对B/C泵上次检维修的数据进行复查, 未发现异常, 数据均在设计范围内。排除此种原因所致损坏;

### 2.3 设计分析

把B/C泵在系统半停车状态下损坏, 实际运行数据与泵设计数据对比, 发现泵压力严重偏工况运行, 系统用水从正常生产210 m<sup>3</sup>/h水量降低到10m<sup>3</sup>/h水量, 泵出口水压从8.0MPa升高到10.5MPa, 见表2。阀门全关实际扬程远超设计扬程。

表 2 设计参数与运行参数对比

参数	名称	设计数据	运行数据	单位
流量		210	10	m <sup>3</sup> /h
入口压力		0.38	0.38	MPa (G)
出口压力		8.0	10.5	MPa (G)

### 2.4 转子受力分析

次高压锅炉给水泵转子为6级顺排叶轮, 泵在运转过程中, 转子上受力为轴向力(指向进水端)、径向力, 平衡力(指向出水端)共三种力, 其中径向力由泵两端滑动轴瓦承载, 轴向力减去平衡力后的剩余轴向力由平衡装置承载。

泵在正常运行时, 转子是由平衡装置轴向定位, 只有平衡装置出现非正常的严重磨损, 转子才会向进水端发生较大轴向位移, 最终导致动静摩擦而损坏。所以需对平衡力、轴向力、剩余轴向力及平衡装置强度进行计算验证, 以确认平衡装置是否发生零间隙下的摩擦、对研, 产生高温加剧磨损。以下是计算转子平衡力与轴向力的计算过程。本文所述压力均为表压。

#### 2.4.1 平衡力计算

平衡装置的平衡力F, 由两部分组成, 分别是R0至R1面上的作用力F1和R1至R2面上的作用力F2组成; 其中F为额定流量、压力的平衡力; F'为假设平衡盘未关闭, 计算的泵流量在10m<sup>3</sup>/h下的平衡力; F''为假设平衡盘已关闭, 计算的泵流量在10m<sup>3</sup>/h极端工况下的平衡力; 以上三种工况下的平衡力, 以下逐一计算。

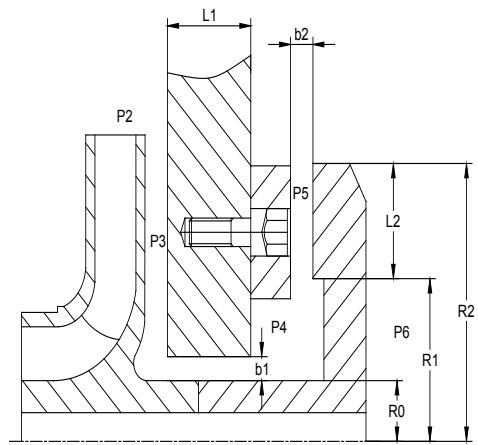


图 2 平衡装置

首先, 计算额定流量、额定压力下的平衡力。泵入口压力P<sub>1</sub>为0.38MPa, 泵出口压力P<sub>2</sub>为8MPa, 末级叶轮背压P<sub>3</sub>为[1]:

$$P_3 = P_2 - \frac{\omega^2}{8g}(R_2^2 - R_1^2)$$

$$P_3 = 8000 - 1245.96(0.103^2 - 0.034^2)$$

$$P_3 = 7988.23 \text{ (kpa)}$$

对多级泵, P<sub>5</sub>取49kpa, 故P<sub>6</sub>=P<sub>1</sub>+P<sub>5</sub>

$$P_6 = 380 + 49 = 429 \text{ (kpa)}$$

$$\Delta P = P_3 - P_6 = 7559.23 \text{ (kpa)}$$

$$\Delta P_2 = k \Delta P = 0.3 \Delta P = 2267.76 \text{ (kpa)} [2]$$

式中:

$P_1$  ---- 泵入口压力 pa, 下同

$P_2$  ---- 泵出口压力 pa, 下同

$P_3$  ---- 末级叶轮背压 pa, 下同

$P_5$  ---- 平衡装置径向节流后压力 pa, 下同

$P_6$  ---- 平衡腔及平衡管压力 pa, 下同

$\Delta P$  ---- 平衡装置总压差 pa, 下同

$\Delta P_2$  ---- 平衡盘前后压差 pa, 下同

$k$  ---- 灵敏度系数, 设计范围 0.3~0.5, 越小越灵敏, 本文选取 0.3。

平衡装置的平衡力  $F$  为两部分组成,  $R_0$  至  $R_1$  面上的作用力  $F_1$ ,  $R_1$  至  $R_2$  面上的作用力  $F_2$

$$F_1 = \pi \Delta P_2 (R_1^2 - R_0^2)$$

$$F_1 = 3.14 \times 2267.76 \times 1000(0.078^2 - 0.044^2)$$

$$F_1 = 29537.0 \text{ (N)}$$

入口压降系数  $\phi$  计算 [3]:

$$\phi = \frac{1 + \zeta'_2}{\zeta'_2 + \frac{R_1 \lambda_2 R_1}{2b_2 R_2} + \frac{R_1^2}{R_2^2}}$$

式中  $\lambda_2$  系数取 0.04,  $\zeta'_2$  取 0.2,  $b_2$  取 0.2, 计算得  $\phi = 0.45$ ;

$$F_2 = \pi(1 - \phi) \Delta P_2 (R_2 - R_1) \times \left( \frac{1}{3} R_2 + \frac{2}{3} R_1 \right)$$

$$F_2 = 3.14 \times (1 - 0.45) \times 2267.76 \times 1000 \times (0.103 - 0.078) \times 0.086$$

$$F_2 = 8420.3 \text{ (N)}$$

$$F = F_1 + F_2 = 29537.0 + 8420.3 = 37957.3 \text{ (N)}$$

其次, 假设平衡盘未关闭, 计算  $10\text{m}^3/\text{h}$  极端流量压力下的平衡力, 泵入口压力  $P_1$  为  $0.38\text{MPa}$ , 泵出口压力  $P_2$  为  $10.5\text{MPa}$ , 计算平衡力  $F'$ , 则:

$$P_3 = P_2 - \frac{\omega^2}{8g} (R_2^2 - R_h^2)$$

$$P_3 = 10500 - 1245.96(0.103^2 - 0.034^2)$$

$$P_3 = 10488.23 \text{ (kpa)}$$

对多级泵,  $P_5$  取  $49\text{kpa}$ , 故  $P_6 = P_1 + P_5$

$$P_6 = 380 + 49 = 429 \text{ (kpa)}$$

$$\Delta P = P_3 - P_6 = 10059.23 \text{ (kpa)}$$

$$\Delta P_2 = k \Delta P = 0.3 \Delta P = 3017.76 \text{ (kpa)}$$

平衡盘的平衡力  $F'$  为两部分组成,  $R_0$  至  $R_1$  面上的作用力  $F'_1$ ,  $R_1$  至  $R_2$  面上的作用力  $F'_2$ 。

$$F'_1 = \pi \Delta P_2 (R_1^2 - R_0^2)$$

$$F'_1 = 3.14 \times 3017.76 \times 1000(0.078^2 - 0.044^2)$$

$$F'_1 = 39305.48 \text{ (N)}$$

入口压降系数  $\phi$  计算:

$$\phi = \frac{1 + \zeta'_2}{\zeta'_2 + \frac{R_1 \lambda_2 R_1}{2b_2 R_2} + \frac{R_1^2}{R_2^2}}$$

式中  $\lambda_2$  系数取 0.04,  $\zeta'_2$  取 0.2,  $b_2$  取 0.2, 计算得  $\phi = 0.45$ ;

$$F'_2 = \pi(1 - \phi) \Delta P_2 (R_2 - R_1) \times \left( \frac{1}{3} R_2 + \frac{2}{3} R_1 \right)$$

$$F'_2 = 3.14 \times (1 - 0.45) \times 3017.76 \times 1000 \times (0.103 - 0.078) \times 0.086$$

$$F'_2 = 11205.09 \text{ (N)}$$

平衡装置总的平衡力之和为:

$$F' = F'_1 + F'_2 = 50510.6 \text{ (N)}$$

再之, 假设平衡盘已关闭, 计算  $10\text{m}^3/\text{h}$  极端流量压力下的平衡力, 该工况下, 泵入口压力  $P_1$  为  $380\text{kPa}$ , 泵出口压力  $P_2$  为  $10500\text{kPa}$ , 计算平衡力  $F''$ , 因平衡装置动、静部件已关闭即  $b_2$  间隙为  $0\text{mm}$ ,  $P_2$ 、 $P_3$ 、 $P_4$  均为泵出口压力, 则:

$$P_2 = P_3 = P_4 = 10500 \text{ kPa};$$

$$P_5 = 0 \text{ kPa}$$

$$P_6 = P_1 = 380 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_1 = P_4 - P_3 = 0 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_2 = \Delta P = P_3 - P_6 = 10120 \text{ kPa}$$

平衡盘的平衡力  $F''$  为两部分组成,  $R_0$  至  $R_1$  面上的作用力  $F''_1$ ,  $R_1$  至  $R_2$  面上的作用力  $F''_2$

$$F''_1 = \pi \Delta P_2 (R_1^2 - R_0^2)$$

$$F''_1 = 3.14 \times 10120 \times 1000(0.078^2 - 0.044^2)$$

$$F''_1 = 131810.2 \text{ (N)}$$

因为平衡盘已经关闭, 压降系数为 0, 则:

$$F''_2 = -\pi(1 - \phi) P_1 (R_2 - R_1) \times \left( \frac{1}{3} R_2 + \frac{2}{3} R_1 \right)$$

$$F''_2 = -3.14 \times (1 - 0) \times 3017.76 \times 1000 \times (0.103 - 0.078) \times 0.086$$

$$F''_2 = -2565.38 \text{ (N)}$$

$$F'' = F''_1 + F''_2 = 129244.82 \text{ (N)}$$

#### 2.4.2 轴向力计算

泵运转时作用在转子上的轴向力有以下三种轴向力, 第一种、叶轮前、后盖板不对称产生的轴向力; 第二种、流体作用在叶轮上的动反力; 第三种、轴肩和轴端面引起的轴向力。

叶轮前、后盖板不对称产生的轴向力计算。因为叶轮前后盖板不对称, 前盖板在吸入眼部分没有盖板, 吸入眼处即  $R_h$  到  $R_m$  的压力区是低压区, 而与吸入眼相对应面盖板面积上的压力区是泵出口的高压区, 因此两面压力差就产生了轴向力  $A_1$ , 力的方向是指向泵的入口, 是主要存在于叶轮上的轴向力, 此力是叶轮设计时就决定了轴向力的大小, 该轴向力是不随工况变而变; 叶轮的尺寸结构见图 3。

极端流量 10m<sup>3</sup>/h 工况下, 泵总扬程 H<sub>总</sub> 计算:

$$H_{总}' = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + Z_2 - Z_1$$

$$H_{总}' = (10.5 \times 10^6 - 0.38 \times 10^6) \div 934.8 \times 9.806 + (1.18^2 - 0.66^2) \div (2 \times 9.806) + 96 - 16$$

$$H_{总}' = 1104.0 + 0.048 + 80$$

$$H_{总}' = 1184.048 \text{ (m)}$$

则单级叶轮扬程:

$$H_1' = H_{总}' / \text{叶轮级数}$$

$$H_1' = 1184.05 \div 6 = 197.34 \text{ (m)}$$

式中:

- H<sub>总</sub>' ---- 泵总扬程 m
- H<sub>1</sub>' ---- 单级叶轮扬程 m
- P<sub>1</sub> ---- 泵入口压力 Pa
- P<sub>2</sub> ---- 泵出口压力 Pa
- V<sub>1</sub> ---- 泵入口流速 m/s
- V<sub>2</sub> ---- 泵出口流速 m/s
- ρ ---- 锅炉水的密度 kg/m<sup>3</sup>
- g ---- 重力加速度 9.806 m/s<sup>2</sup>
- Z<sub>1</sub> ---- 泵入口液面高 m
- Z<sub>2</sub> ---- 泵出口液面高 m

同理, 额定工况下总扬程 H<sub>总</sub> 及单级叶轮扬程 H<sub>1</sub> 计算所得:

$$H_{总} = 911.67 \text{ m}$$

$$H_1 = H_{总} / \text{叶轮级数}$$

$$H_1 = 911.67 \div 6 = 151.9 \text{ (m)}$$

首先, 计算极端工况流量 10m<sup>3</sup>/h 下叶轮盖板力 [4], 用字母 A<sub>盖</sub>' 表示:

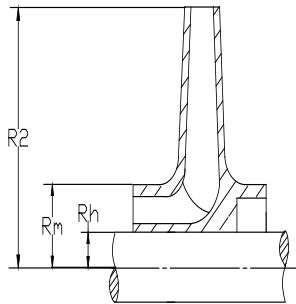


图 3 泵叶轮结构图

$$A = \int_{R_h}^{R_m} 2\pi R dR \rho g$$

$$= 2\pi \rho g \int_{R_h}^{R_m} [H_p - \frac{\omega^2}{8g} (R_2^2 - R^2)] R dR$$

$$= 2\pi \rho g H_p (\frac{R_m^2 - R_h^2}{2}) - \frac{2\pi \rho g R_2^2 \omega^2}{8g} \times (\frac{R_m^2 - R_h^2}{2})$$

$$+ \frac{2\pi \rho g \omega^2}{8g} (\frac{R_m^4 - R_h^4}{4})$$

$$= \pi \rho g (R_m^2 - R_h^2) [H_p - \frac{\omega^2}{8g} (R_2^2 - \frac{R_m^2 + R_h^2}{2})]$$

上式为盖板力计算公式, 叶轮尺寸 R<sub>m</sub> 为 0.0915m, R<sub>h</sub> 为 0.034m, 第一级叶轮盖板力 A<sub>1</sub>' 计算, 代入上式得:

$$A_1' = 3.14 \times 934.8 \times 9.806 \times (0.0915^2 - 0.034^2) \times [197.34 - 1245.96[(0.1575)^2 - (0.0915^2 + 0.034^2) \div 2]]$$

$$A_1' = 35802.5 \text{ (N)}$$

第二级叶轮至第六级叶轮盖板力计算, R<sub>m</sub> 为 0.0785m, R<sub>h</sub> 为 0.034m, 代入盖板力计算公式得:

$$A_2' = 3.14 \times 934.8 \times 9.806 \times (0.0785^2 - 0.034^2) \times [197.34 - 1245.96[(0.1575)^2 - (0.0785^2 + 0.034^2) \div 2]]$$

$$A_2' = 24628.3 \text{ (N)}$$

$$A_{2-5}' = A_2' + A_3' + A_4' + A_5' + A_6'$$

$$= A_2' \times 5 = 123141.7 \text{ (N)}$$

$$A_{盖}' = A_1' + A_{2-5}' = 158944.19 \text{ (N)}$$

其次, 计算 210m<sup>3</sup>/h 工况下叶轮盖板力, 第一级叶轮盖板力 A<sub>1</sub> 计算, R<sub>m</sub> 为 0.0915m, R<sub>h</sub> 为 0.034m

$$A_1 = 3.14 \times 934.8 \times 9.806 \times (0.0915^2 - 0.034^2) \times [151.9 - 1245.96[(0.1575)^2 - (0.0915^2 + 0.034^2) \div 2]]$$

$$A_1 = 26364.2 \text{ (N)}$$

第二级叶轮至第六级叶轮盖板力计算, R<sub>m</sub> 为 0.0785m, R<sub>h</sub> 为 0.034m

$$A_2 = 3.14 \times 934.8 \times 9.806 \times (0.0785^2 - 0.034^2) \times [151.9 - 1245.96 \times [(0.1575)^2 - (0.0785^2 + 0.034^2) \div 2]]$$

$$A_2 = 18092.7 \text{ (N)}$$

$$A_{2-5} = A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6$$

$$= A_2 \times 5 = 90463.6 \text{ (N)}$$

$$A_{盖} = A_1 + A_{2-5} = 116809.8 \text{ (N)}$$

式中:

- A<sub>1</sub> ---- 第一级叶轮盖板力 N
- A<sub>盖</sub> ---- 总叶轮盖板力 N
- ρ ---- 锅炉水的密度 kg/m<sup>3</sup>
- g ---- 重力加速度 9.806 m/s<sup>2</sup>
- R<sub>m</sub> ---- 叶轮密封口环半径 m
- R<sub>h</sub> ---- 叶轮轮毂半径 m
- R<sub>2</sub> ---- 叶轮出口外圆半径 m
- H<sub>1</sub> ---- 单级叶轮扬程 m
- ω ---- 角速度 rad/s

### 2.4.3 叶轮上反动反力计算

液流沿轴向进入叶轮, 斜向流出, 液流经过叶轮流向之所以发生了变化, 是液流受到叶轮作用力的结果。反之, 液流给叶轮一个大小相等而方向相反的反作用力, 该力即为反动反力, 指向叶轮的后盖板面。极端流量 10 m<sup>3</sup>/h 下的比转速 N<sub>s</sub>' [5]、流量系数 K' [6] 及反动反力 A<sub>反</sub>' [7] 的计算:

$$N_s' = \frac{3.65 n \sqrt{Q}}{H_1^{3/4}} = \frac{3.65 \times 2987 \times \sqrt{0.0027}}{197.34^{3/4}}$$

$$N_s' = 10.91$$

N<sub>s</sub>' 小于 30, 流量系数 K' 按照 0.0051759N<sub>s</sub>' 计算:

$$A_{反}' = K' \rho g H_1 \pi (R_m^2 - R_h^2) i$$

$$A_{反}' = 0.0565 \times 934.8 \times 9.806 \times 197.34 \times 3.14 \times [0.0785^2 - 0.034^2] \times 6$$

$$A_{反}' = 9639.7(N)$$

同理, 210m<sup>3</sup>/h 下的 Ns 为 65.19, 30 < Ns < 100, 流量系数 K 取 0.6, 计算 A<sub>反</sub> 动力:

$$A_{反} = K \rho g H_0 \pi (R_m^2 - R_h^2) i$$

$$A_{反} = 0.6 \times 934.8 \times 9.806 \times 138.6 \times 3.14 \times [0.0785^2 - 0.034^2] \times 6$$

$$A_{反} = 78797.6(N)$$

式中,

- A<sub>反</sub>----- 动反力 N
- k----- 流量系数
- ρ----- 锅炉水的密度 kg/m<sup>3</sup>
- g----- 重力加速度 9.806 m/s<sup>2</sup>
- R<sub>m</sub>----- 叶轮密封口环半径 m
- R<sub>h</sub>----- 叶轮轮毂半径 m
- i----- 叶轮级数
- Ns----- 比转数
- Q----- 流量 m<sup>3</sup>/s
- H<sub>1</sub>----- 单级叶轮扬程 m

#### 2.4.4 轮毂轴端的轴向力

由于该泵为双支撑多级泵, 轴的两端均同一直径, 连通大气, 故轮毂轴端结构引起的轴向力为 0 N。

#### 2.4.5 剩余轴向力计算

转子轴向力在水流对各零部件的各作用下, 存在剩余的轴向力, 剩余轴向力即由泵的平衡盘装置来承担。指向叶轮入口的盖板力, 减去叶轮反动力, 减去平衡装置的平衡力即为剩余轴向力。在 210m<sup>3</sup>/h 额定工况下的剩余轴向力(指向入水端)为:

$$A_{剩} = A_{盖} - A_{反} - F = 116809.8 - 78797.6 - 37957.3 = 54.9 (N)$$

在 10m<sup>3</sup>/h 极端工况下, 假设平衡盘未关闭, 那剩余轴向力(指向进水端)为:

$$A_{剩}' = A_{盖}' - A_{反}' - F' = 158944.19 - 9639.7 - 50510.6 = 98793.89 (N)$$

在 10m<sup>3</sup>/h 极端工况下, 平衡盘关闭下的剩余轴向力(指向进水端)为:

$$A_{剩}'' = A_{盖}' - A_{反}' - F''$$

$$A_{剩}'' = 158944.19 - 9639.7 - 129244.82$$

$$A_{剩}'' = 20059.67 (N)$$

A<sub>剩</sub>' > A<sub>剩</sub>'' , 说明在 10m<sup>3</sup>/h 极端工况下平衡盘动静泄漏间隙已经关闭。

### 3 结论

通过以上计算证明, 在 210m<sup>3</sup>/h 流量, 出口压力 8MPa 工况下, 指向泵入口端的剩余轴向力为 54 (N), 平衡装置自由平衡转子轴向力, 即 b2 间隙是随轴向力的大小微微在变动, 随着泵出口流量逐渐减少, 出口压力逐渐增加, 剩余轴向力达到 20059.67 (N) 时刻平衡盘即开始关闭, 即平衡装置开始动静零部件已相互碰磨;

泵在 10m<sup>3</sup>/h, 压力 10.58MPa 极端工况运行时, 平衡装置间隙 b2 已关闭, 间隙为 0, 平衡装置水泄漏量为 0, 平衡装置的静止件平衡板与转动件平衡盘在高温、高转速下发生动静摩擦、即相互对研磨。

平衡装置动静件被磨损后, 转子即向泵入口端发生轴向位移, 机械密封轴套与油挡发生动静磨损生火, 当平衡装置的磨损量大于转子半串间隙时, 泵体内部转动叶轮与静止扩压器发生磨损, 最终致使泵损坏。

### 4 处理效果

2023 年 7 月, 利用装置停车大修机会, 对 B 泵出口管线上原机械式全自动最小循环阀解体检查, 发现最小循环阀的阀芯卡涩而全关, 最小流量返回水箱功能失效, 使得泵在低负荷运行时没有自动打回流, 导致泵在远低于允许最小流量的工况下运行而发生超压及恶化了泵转子的受力情况, 最终导致平衡装置损坏。解决了最小循环阀的阀芯卡涩问题, B 泵极端超压现象消失泵正常运行, 平衡装置未再磨损; C 泵原设计没有全自动最小流量返回阀, 检查发现返回管线上手动阀杆卡涩未能全开, 使得泵在低负荷运行时没有打回流, 造成泵同样的超压, 最终导致平衡装置损坏。更新手动循环阀门, 极端超压现象消失, 泵正常运行, 平衡装置未再磨损。

### 参考文献

[1] 关醒凡.现代泵设手册.北京.宇航出版社.1995.9.