

基于高温矿浆隔膜泵过流件寿命改进研究

杨胜平, 贺伟伟, 潘竞香

(中国恩菲工程技术有限公司, 北京 100038)

[摘要] 随着红土镍矿不断开发,对于低品位的镍矿采用高压酸浸绿色低成本技术逐步得到大规模推广,但如何实现高产、低耗控制,关键设备高运行率是前提条件,在湿法冶金高压浸出中关键设备高压釜隔膜泵的过流件寿命是直接影响产能和成本重要因素。本文介绍了现行的设备设计、运行、维护、改进等方面技术,对比了不同工况、不同材质等情况下过流件寿命,为后续红土镍矿项目设备选型及维护、改进提供了重要参考意义。

[关键词] 红土镍矿; 加压浸出; 过流件

[中图分类号] TF815

[文献标志码] B

[文章编号] 1003-8884(2023)06-0016-08

DOI: 10.19611/j.cnki.cn11-2919/tg.2023.06.004

0 前言

红土镍矿矿层一般由六层组成,分别为腐殖土层、红色褐铁矿层、黄色褐铁矿层、残积层、含砾石的

残积层及基岩,某红土镍矿矿层的结构和特征如图 1 所示,高压浸出工艺适用于其中低品位的褐铁矿层红土镍矿处理。

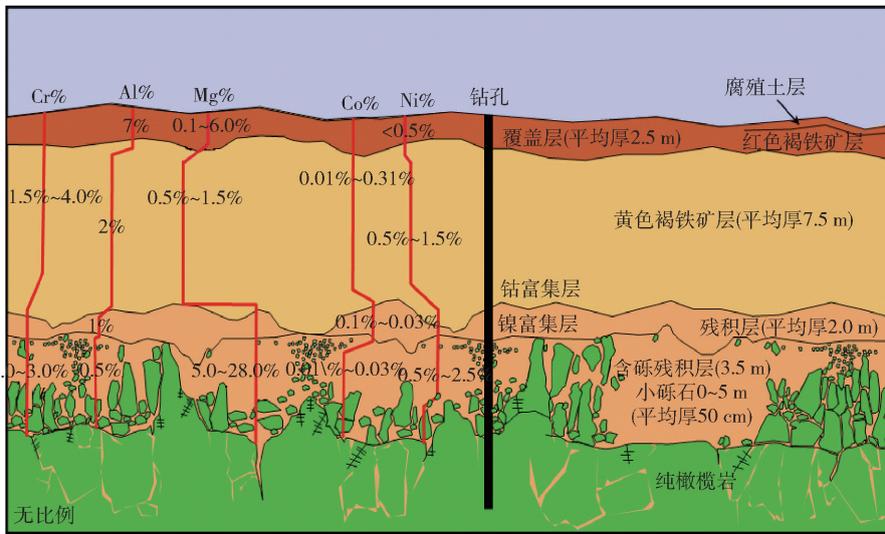


图 1 某红土镍矿矿层的结构和特征

红土镍矿处理工艺已有几十年历史,经典工艺采用了“三级预热—高压浸出—三级闪蒸”高回收、

低能耗、高环保的高压硫酸浸出工艺,为保证工艺的可靠性和稳定性及环保达标,设计中通常在关键设备选型中选用国外产品。在高压釜送料系统中,通常选取高温隔膜泵作为三级预热后矿浆进入高压釜的输送设备^[1-2]。

[收稿日期] 2023-09-26

[第一作者] 杨胜平(1974—),男,贵州福泉人,高级工程师,大学本科,主要从事化工、有色冶金设备技术管理工作。

[引用格式] 杨胜平,贺伟伟,潘竞香.基于高温矿浆隔膜泵过流件寿命改进研究[J].有色设备,2023,37(6):16-23.

1 高温隔膜泵结构及工作原理

高温隔膜泵由电机、减速机、曲轴、活塞、隔膜、

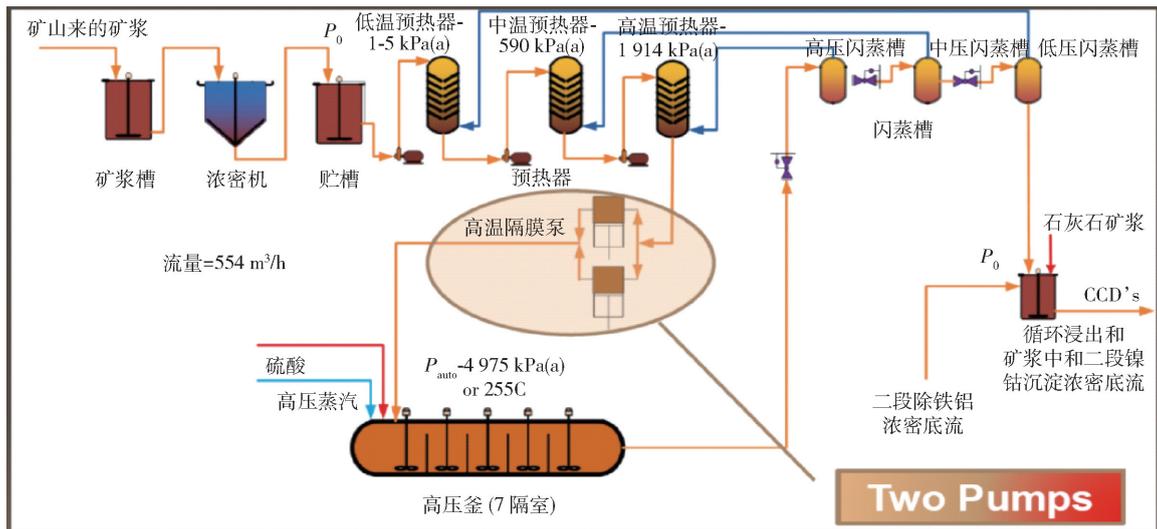


图2 高压浸出反应系统工艺流程图

冷却段、缓冲罐、阀室等主要部分组成,如图2所示。泵工作原理为通过电机按一定减速比连接曲轴上大齿轮二次减速后带动连杆的活塞运动做功,将机械能转化为液体压力能,液体使隔膜变形达到矿浆进、出排料目的,如图3、图4所示。本泵采用单作用三缸型式,每一个活塞对应隔膜接触的矿浆需通过一个冷却降温措施,将矿浆从220℃冷却至100℃以下,在隔膜的推动下,实现处于远端进/出口单向阀门的开与合,从而实现了矿浆在高温条件下的输送^[3-6]。

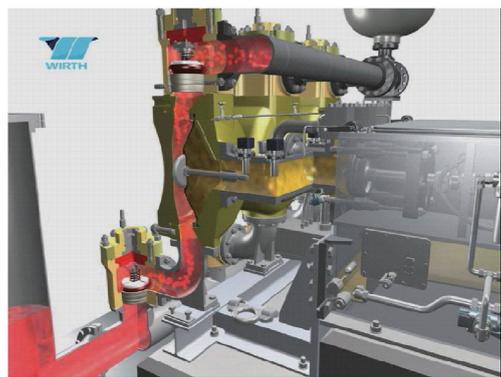


图4 高温隔膜泵工作原理

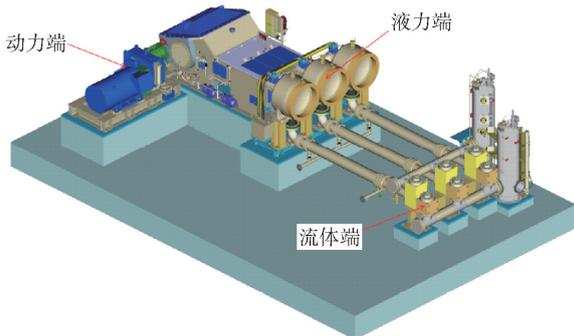


图3 高温隔膜泵外形图

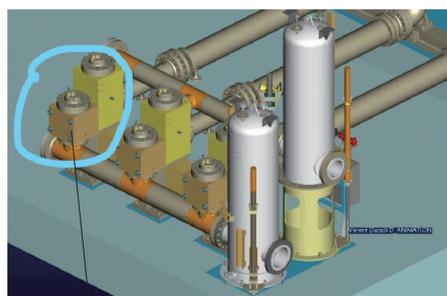


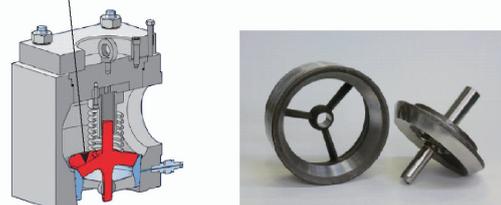
图5 单向阀结构及安装位置

2 过流件结构及破坏原因分析

2.1 结构及破坏原因分析

过流件主要指与矿浆直接接触的开/合的部件单向阀,如图5所示。

上述单向阀在实际生产运行过程中,会受到不同程度的破坏,破坏形式包括:①阀座密封面呈现数



条不规则的深沟(图6);②阀锥密封面也呈现数条



图 6 阀座密封面破坏位置图

不规则的深沟(图 7),破坏型式和对应位置与阀座基本一致。



图 7 阀锥封面破坏位置

高压釜给料泵运行时,进、出单向阀阀锥长时间上下往复运动,使矿浆对单向阀阀座、阀锥产生剧烈的高速冲蚀磨损,造成密封面破坏,降低了给料泵流量,影响矿浆正常输送以及系统产能。该破坏情况的原因分析有以下几点。

1) 矿浆中含有固体颗粒杂质,隔膜泵在缓冲罐入口前设有过滤筛,主要过滤矿浆中的杂质颗粒,但难以避免仍有大颗粒在经过单向阀时被卡住,造成单向阀关闭不严,矿浆反复高速冲蚀阀密封面,使密封失效,单向阀磨损。

2) 矿浆中含有其他高硬度的矿石颗粒,如铬铁矿颗粒等,在单向阀开启和关闭时对阀密封面形成机械损伤,如阀锥阀座高速挤压颗粒造成的直接损伤,久而久之密封失效,矿浆泄漏。

3) 单向阀阀锥导向套被磨损。因单向阀阀室在长期使用中阀座与阀室长时间的接触磨损,出现单向阀阀锥、阀座同心度偏差,导致闭合时密封面产生机械损伤,从而逐渐失效。

4) 汽蚀因素影响。在汽蚀发生的过程中,气泡溃灭的液体团相互冲击,会伴随着很大的脉动力,如果这些脉动力的某一频率与泵的固有频率相等就会引起泵的振动,泵的振动又将促使更多的气泡发生和溃灭,两者相互激励,最后导致机组的强烈振动,称为汽蚀共振现象,更重要的是,汽蚀使过流部件被剥蚀破坏,起初是金属密封表面出现麻点,逐渐表面

呈现出沟槽状、蜂窝状。

单向阀焊接工艺对使用寿命亦有较大影响,在高压釜给料泵单向阀使用过程中,因单向阀往复开启运动,多次出现过单向阀阀杆脱落和单向阀阀锥、阀座密封面脱落现象,因此改进单向阀焊接工艺,避免单向阀阀杆和密封面脱落现象,从而延长单向阀使用寿命。



图 8 单向阀焊接方式

2.2 有效汽蚀余量计算

有效汽蚀余量是泵入口单位重量液体所具有的超过汽化压力的富余能量 $NPSH_a$ 表示,见式(1)。

$$NPSH_a = \frac{P_s}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} \quad (1)$$

式中: P_s 为液流在泵入口处的压力,MPa; C_s 为液流在泵入口处的速度,m/s。

显然,这个富余量 $NPSH_a$ 越大,泵越不会发生汽蚀,分析可得出以下结论:①在液面上的压力水头、几何安装高度和液体温度保持不变的情况下,当流量增加时,由于吸入管路中的流动损失与流量的平方成正比变化,所以使 $NPSH_a$ 随流量增加而减小,因而当流量增加时,发生汽蚀的可能性增加;②在非饱和容器中,泵所输送的液体温度越高,对应的汽化压力越大, $NPSH_a$ 也就越小,发生汽蚀的可能性就越大。

由伯努力方程可知式(2)成立。

$$\frac{P_s}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g} = \frac{P_A}{\rho g} + \frac{c_A^2}{2g} - (Z_C - Z_A) - \Delta H_{A-S} = \frac{P_A}{\rho g} - H_g - \Delta H_{A-S} \quad (2)$$

可以认为式中 $c_A \approx 0$, $H_g = (Z_C - Z_A)$ 即为泵的安装高度, ΔH_{A-S} 为吸入管内的流动损失,将(1)代入(2)中则得到式(3)。

$$NPSH_a = \frac{P_A}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - H_g - \Delta H_{A-S} \quad (3)$$

由此可知,有效汽蚀余量数值的大小与泵吸入

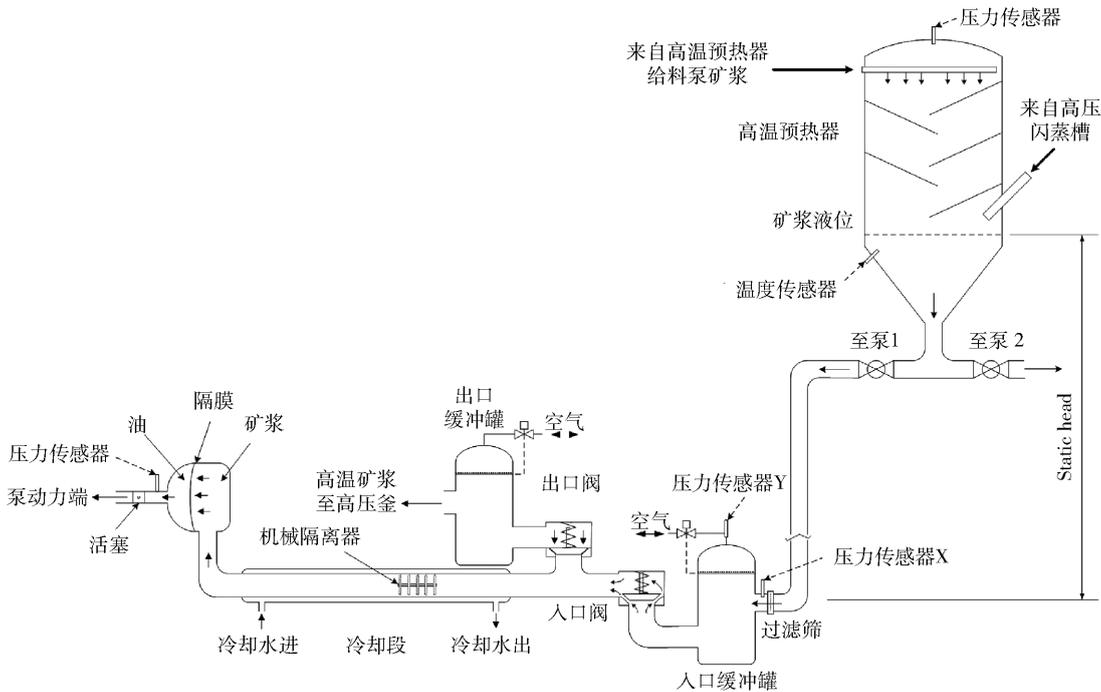


图9 高温预热器至高压釜给料泵管道示意图

装置的条件,如吸液罐内的压力、吸入管路的几何安装高度、管道布置、阻力损失、液体的性质和温度等有关,而与泵本身的结构尺寸等无关。

$NPSH_a$ 计算步骤见式(4)。

$$NPSH_a = H + H_{st} - \sum H_f - H_{vp} - H_{ma} \quad (4)$$

式中: H 为高温预热器内部压力; H_{st} 为高温预热器液位与泵入口高度差; $\sum H_f$ 为总阻力损失(包括过滤筛、弯头等); H_{vp} 为矿浆蒸汽压力; g 为 $9.8 \text{ m}^2/\text{s}$; H_{ma} 为加速度压头损失。

I 总阻力损失 $\sum H_f$ 的计算方法见式(5)

$$H_f = fLV^2/(2Dg) + K_f N_f V^2/(2g) \quad (5)$$

式中: H_f 为吸入管线总阻力损失(包括弯头、过滤筛、接头等); f 为阻力系数; L 为吸入管直管长度; V 为管内流速; D 为管道内径; $g = 9.8 \text{ m}^2/\text{s}$; K_f 为接头阻力损失系数; N_f 为接头数量。

2.3 实例分析

2.3.1 实例1

以某红土镍矿一系列A泵为例进行实例分析,表1为管理设计数据表,表2为泵不同冲次下吸入管线阻力损失。

根据设计,高温预热器液位为 3.8 m ,矿浆温度为 $203 \text{ }^\circ\text{C}$,高温预热器压力为 1750 kPa(G) 详细计算参数见表3。

表1 管路设计数据表

系统参数	入口
管道内径/m	0.22
管道长度/m	18.632
90°弯头/个	4
T型三通/个	1
涡流/个	2
过滤筛/个	1
弯头阻力损失系数	0.8
三通阻力损失系数	1.4
接头阻力损失系数	0.9
过滤筛阻力损失系数	0.5
摩擦因数	0.018

表2 泵不同冲次下吸入管线阻力损失

参数	冲次/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)				
	15	20	25	30	35
流速/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	1.18	1.57	1.96	2.35	2.75
直管管道	0.108	0.192	0.299	0.431	0.587
90°弯头	0.226	0.402	0.629	0.905	1.232
T型三通	0.106	0.189	0.295	0.424	0.577
涡流	0.127	0.226	0.354	0.509	0.693
过滤筛	0.035	0.063	0.098	0.141	0.192
接头	0.445	0.792	1.237	1.782	2.425
总计	1.048	1.863	2.912	4.193	5.707

注:冲次单位为 $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$,流速单位为 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

表 3 工艺设计参数表

工艺参数	取值
矿浆浓度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	1 178
管道内径/mm	220
静压头/m	16.598
矿浆温度/ $^{\circ}\text{C}$	203
流速比/($\text{m}^3\cdot\text{rpm}^{-1}$)	0.179
预热器压力/kPa(G)	1 750
大气压/kPa	100

根据以上管道阻力损失,代入式(4)中,计算出泵在不同冲次下的汽蚀余量,具体结果见表 4。

由此可知泵在正常运行情况下,其汽蚀余量大于泵的临界汽蚀余量,理论上判断泵未发生汽蚀现象。

2.3.2 实例 2

以二系列高压釜给料 B 泵进行汽蚀计算。

二系列高压釜给料 B 泵管道布置图,由图可知,部分参数见表 5。

据表 5 代入式,得出表 6。

表 4 泵不同冲次汽蚀余量数据表

参数	单位	冲次/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)				
		15	20	25	30	35
流量	m^3/s	0.045	0.060	0.075	0.090	0.104
流速	m/s	1.18	1.57	1.96	2.35	2.75
压力	kPa(G)	1750	1750	1750	1750	1750
H	m	151.59	151.59	151.59	151.59	151.59
静压头	m	16.60	16.60	16.60	16.60	16.60
矿浆蒸汽压力	m	127.85	127.85	127.85	127.85	127.85
阻力损失	m	1.05	1.86	2.91	4.19	5.71
压头损失	m	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
$NPSH_a$	m	39.29	38.48	37.43	36.15	34.63
$NPSH_r$	m	7	8	10	12	15
$NPSH_r + 2\text{m}$	m	9	10	12	14	17
$NPSH_{\text{Margin}}$	m	30.29	28.48	25.43	22.15	17.63

表 5 管路设计数据表

系统参数	入口
300/250 变径长度/mm	580
变径阻力系数	0.2
120°弯头阻力系数	0.2
管道内径/mm	220
管道长度/mm	17 383
90°弯头/个	3
三通/个	1
涡流/个	2
过滤筛/个	1
弯头阻力损失系数	0.8
三通阻力损失系数	1.3
接头阻力损失系数	0.9
过滤筛阻力损失系数	0.5
摩擦因数	0.018
接头	6

表 6 泵不同冲次下吸入管线阻力损失 m

参数	冲次/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)				
	15	20	25	30	35
流速/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	1.18	1.57	1.96	2.35	2.75
直管管道	0.101	0.179	0.279	0.402	0.548
90°弯头	0.170	0.302	0.471	0.679	0.924
T 型三通	0.092	0.163	0.255	0.368	0.500
涡流	0.127	0.226	0.354	0.509	0.693
过滤筛	0.035	0.063	0.098	0.141	0.192
接头	0.318	0.566	0.884	1.273	1.732
120°弯头	0.012	0.016	0.020	0.024	0.028
变径	0.012	0.016	0.020	0.024	0.028
总计	0.867	1.531	2.382	3.420	4.646

根据设计,高温预热器液位为 3.8 m,矿浆温度

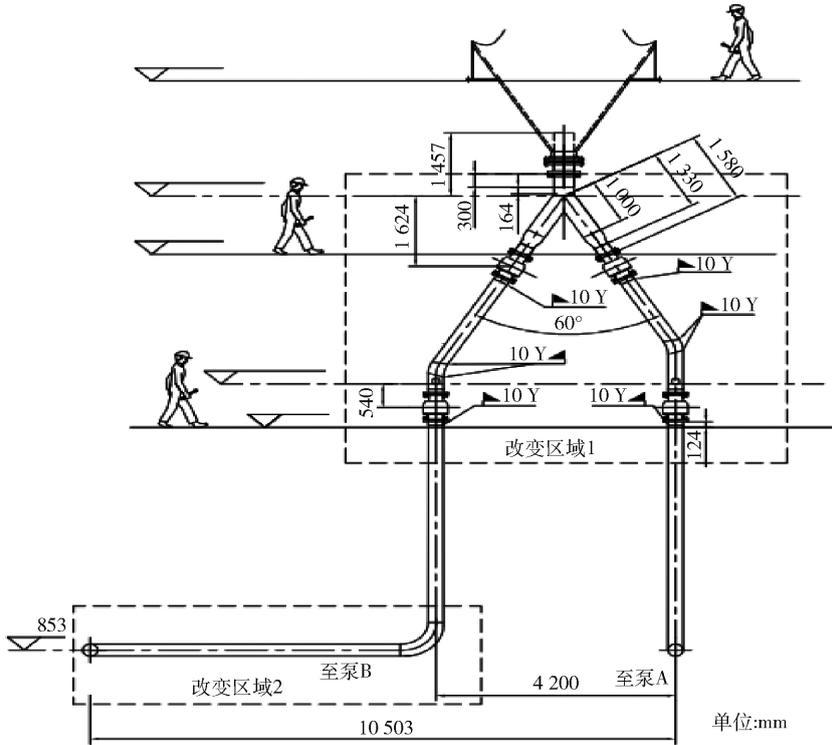


图 10 二系列管道布置图

为 203 ℃, 高温预热器压力为 1 750 kPa(G) 详细计算参数见表 7。

将上述数据和吸入管线阻力损失代入上式中可得出泵在不同频次下的有效汽蚀余量, 见表 8。

由此可知二系列 B 泵在正常运行情况下, 其汽蚀余量大于泵的临界汽蚀余量, 理论上判断泵未发生汽蚀现象。

表 7 工艺设计参数表

设计参数	取值
矿浆浓度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	1 178
管道内径/mm	220
静压头/m	16.598
矿浆温度/℃	203
流速比/($\text{m}^3\cdot\text{rpm}^{-1}$)	0.179
预热器压力/kPa(G)	1 750
大气压/kPa	100

表 8 不同冲次下的泵汽蚀余量

参数	单位	冲次/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)				
		15	20	25	30	35
流量	m^3/s	0.045	0.060	0.075	0.090	0.104
流速	m/s	1.18	1.57	1.96	2.35	2.75
压力	kPa(G)	1 750	1 750	1 750	1 750	1 750
H	m	151.59	151.59	151.59	151.59	151.59
静压头	m	16.60	16.60	16.60	16.60	16.60
矿浆蒸汽压力	m	127.85	127.85	127.85	127.85	127.85
阻力损失	m	0.87	1.53	2.38	3.42	4.65
压头损失	m	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
$NPSH_a$	m	39.47	38.81	37.96	36.92	35.70
$NPSH_r$	m	7	8	10	12	15
$NPSH_r + 2\text{m}$	m	9	10	12	14	17
$NPSH_{\text{Margin}}$	m	30.5	28.8	26.0	22.9	18.7

3 高温矿浆隔膜泵提高使用寿命方法

1) 严格按照设计要求控制进料矿浆颗粒粒度大小,减少密封面卡涩停留,延长单向阀密封面寿命。

2) 提高矿浆浓度可以提高系统处理能力,冲次总数一定情况下,单位时间内冲次减少,从而提高使用寿命。如浓密机底流经串联的三级预热器预热至 195 ~ 205 ℃,由两台并联运行的高温矿浆隔膜泵输送至高压釜 1[#]隔室,由于矿浆隔膜泵单冲次输送进高压釜的体积量是一定的,故提高矿浆底流浓度可使隔膜泵在一定的冲次下向高压釜输送更多的干矿量,从而达到隔膜泵低冲次高负荷的运转,这也正是生产所需要的^[7-9]。表 9 为不同矿浆底流浓度在一定生产负荷下隔膜泵的运转冲次。

表 9 不同矿浆底流浓度在一定生产负荷下隔膜泵的运转冲次

底流浓度/%	低温预热器进料量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	泵总冲次/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)
32	312.6	49
33	298.5	47
34	287.6	45
35	277.3	43
36	267.6	42

泵冲次计算见式(6)。

$$ST = M / (\rho V \eta \times 60) \quad (6)$$

式中: M 为进入系统干矿量, t/h ; A 为高温预热器出料矿浆浓度,%; ρ 为高温预热器出料矿浆密度, kg/m^3 ; V 为隔膜泵单冲次体积流量, $0.1915 \text{ m}^3/\text{rpm}$; η 为隔膜泵单冲次体积效率,90%。

计算负荷为单系统两台隔膜泵并行,进入高压釜干矿量为 130 t/h 。从表 9 可以看出,在单系统进入高压釜干矿量为 130 t/h 的生产负荷下,随着矿浆底流浓度的提高,隔膜泵的冲次下降。在干矿量一定的情况下,矿浆底流浓度每提高 1%,两台隔膜泵各可下降 1 r/min 。由此可见提高矿浆浓密机底流浓度对于隔膜泵可以达到低冲次高负荷的生产状态,并且隔膜泵低冲次运行对于单向阀的使用寿命延长起到很重要的作用。

3) 对单向阀密封材质进行改善,提高密封面硬度和强度,使得密封面更加耐冲刷和承受高速冲击。

4) 改善高压釜给料泵入口管线布置,减少阻力损失,从而减少单向阀密封面汽蚀现象产生。

5) 调整单向阀结构尺寸,使得单向阀闭合时所受冲击力、冲刷最小,从而提高单向阀使用寿命。

6) 单向阀属于被动式压力敏感阀,阀芯两端的压力差形成驱动力,而阀芯弹簧系统存在滞后性,使得压差已经超过开启压力一定值以后,阀芯才打开,因此阀芯开启的瞬间会产生高压侧到低压侧的流量脉冲。根据相关研究弹簧刚度的增加可以提高单向阀阀芯响应的快速性。弹簧是单向阀中的重要部件,弹簧的失效可导致单向阀的失效,因此弹簧是影响单向阀寿命的一个因素,弹簧失效是指弹簧不能实现其规定的功能的现象,弹簧失效是由内因和外因共同作用而造成的,内因主要是指弹簧的材质,外因则指承受载荷、温度、环境及工作时间,正是由于这是外因和弹簧材料表里相互作用,使材料内部组织及性能发生由量变到质变,最终导致弹簧失效。

弹簧的疲劳断裂和弹簧的永久变形对单向阀的寿命起决定性的作用,弹簧循环次数过多时会导致弹簧断裂,从而致使单向阀在开启和关闭时因受力不平衡而导致单向阀密封面被冲蚀而失效。因现场实际使用中多次出现单向阀弹簧断裂的情况,因此对弹簧性能和材质的研究改进有利于延长单向阀的使用寿命。



图 11 断裂的单向阀弹簧

7) 优化阀锥结构尺寸。由阀锥的运动规律可知,阀锥的运动速度与曲柄转角 ϕ (吸入行程起点) 的正弦成正比,而锥阀的加速度按照余弦规律变化,在 $\phi = 0$ 时,由于进料压力的作用,使锥阀开启并获得最大的加速度值,阀的速度从 0 开始快速上升,符

合阀开启时从静止状态开始运动的运动连续性规律, $\phi = \pi/2$ 时, 锥阀加速度为负的最大值, 而速度减小为 0, 即锥阀达到最高位置, 锥阀由升程转为回程, $\phi = \pi$ 时, 锥阀下落接近闭合, 其速度达到负的最大值, 加速度为极小的负值, 所以该锥阀的运动过程为: 初始关闭状态—开启—阀升程最高点—回落到关闭。

为了方便研究, 假定: ①不考虑介质的含气量, 且满足流体的连续条件; ②忽略摩擦力和介质粘性对阀运动的阻力; ③阀的开启和关闭及时, 没有滞后现象。则当阀锥从最高点落在阀座的瞬间, 力的平衡方程见式(7)。

$$m_1 a_1 = P_a A - p_1 f_1 + p_2 f_2 + k x_0 + m_1 g \quad (7)$$

式中: p_1 、 p_2 为泵的工作压力和吸入压力; f_1 、 f_2 为锥阀的上、下表面轴向投影面积; m_1 为阀锥质量; x_0 为弹簧安装时的预压缩量; k 为弹簧刚度; a_1 为阀锥下落到阀座瞬间的加速度; A 为阀锥与阀座的接触面积; P_a 为锥阀落在阀座上瞬间的平均接触力。

P_a 即阀面接触力, 也就是瞬间产生的冲击力, 若能有效的减小冲击力, 则可以改善锥阀的工作条件, 提高锥阀的使用寿命。

Research on improving the service life of flow components in high-temperature slurry diaphragm pumps

YANG Shengping, HE Weiwei, PAN Jingxiang

Abstract: With the continuous development of laterite nickel ore, the use of high-pressure acid leaching green and low-cost technology for low-grade nickel ore is gradually being promoted on a large scale. However, how to achieve high production and low consumption control is a prerequisite for high operating rate of key equipment. In the high-pressure leaching of hydrometallurgy, the service life of the flow components of the key equipment high-pressure reactor diaphragm pump is an important factor that directly affects production capacity and cost. This article introduces the current technology in equipment design, operation, maintenance, and improvement, and compares the lifespan of overcurrent components under different working conditions and materials. It provides important reference significance for equipment selection, maintenance, and improvement in subsequent laterite nickel mining projects.

Key words: laterite nickel ore; pressure leaching; overcurrent components



4 结语

1) 提高系统进料浓度也就是浓密机底流浓度可提高单向阀寿命。

2) 对单向阀弹簧性能进行研究改善可提高单向阀使用寿命。

3) 对单向阀密封材质进行改善, 提高密封面硬度和强度, 使得密封面更加耐冲刷和挤压。

4) 改善单向阀焊接工艺, 确保不会发生阀杆、密封面脱落等情况, 延长单向阀使用寿命。

5) 改善并优化高压釜给料泵入口管线设计, 减少汽蚀对单向阀的冲击, 提高单向阀使用寿命。

6) 研究改进单向阀结构尺寸, 使得单向阀闭合时所受冲击力最小, 从而提高单向阀使用寿命。

[参考文献]

- [1] Building Acoustical Models and Simulation of Pulsations in Pipe Systems with PULSIM3. Egas, G. Rheine : Workshop Kolbenverdichter, 1999.
- [2] API standard 674. Positive Displacement Pumps-Reciprocating, third edition. s. l. : American Petroleum Institute, 2010.