

基于 CAESAR II 分析浆体泵出口在环境温度下的管道布置

付新民¹, 封志强¹, 郝艳霞²

(1. 中国恩菲工程技术有限公司, 北京 100038; 2. 北京环都环保科技有限公司, 北京 100094)

[摘要] 浆体泵在配管时不同于普通流体泵, 浆体泵需要考虑管内介质对管壁的磨蚀以及管道的防堵塞, 故不能像普通流体泵一样通过增加弯头数量或者增加 II 型弯的方式增加管道柔性, 浆体泵的配管力求管道短且直。在该条件下, 本文基于 CAESAR II 软件研究浆体泵在配管时通过合理的管道及支吊架布置, 控制泵出口荷载在允许范围内, 保证浆体泵的长期安全稳定运行。

[关键词] 浆体泵; 矿浆; 管道; CAESAR II

[中图分类号] TD40

[文献标志码] B

[文章编号] 1003-8884(2021)01-0028-04

DOI: 10.19611/j.cnki.cn11-2919/tg.2021.01.007

0 前言

选矿厂通常处理的原料、产品为浆体物料, 石油及化工行业处理的往往为纯流体物料, 在配管时考虑的问题往往不同。

石化行业的物料通常是高温高压物料, 在管线设计的时候需要充分考虑管线的柔性, 管道的布置往往需要根据管道柔性做出调整^[1]。而浆体物料的管线, 需要考虑的往往不是高温高压的苛刻工况, 而是物料对管线本体的磨损问题, 大部分情况下, 浆体管线物料的弯头及三通均需要特殊考虑。例如弯头采用 3D 或者 5D 弯头, 三通采用斜三通或者 Y 型三通等, 以尽量减少物料对管线的磨损, 同时减小管线的运行阻力。典型的浆体泵配管如图 1 所示。

基于上述考虑, 浆体管线的配管与石化行业配管大相径庭, 同时大型浆体管线由于其配置的特殊性, 管道支撑通常不易设置。管道的合理支撑, 直接决定了泵管口荷载能否在允许范围内, 这对泵的长周期安全稳定运行至关重要, 是需要解决并具有工程实际意义的一类问题。

泵管口的允许荷载, 可以由设备厂家提供。设备厂家未提供时, 可以依据 API610^[2] 进行泵管口荷



图 1 典型渣浆泵的配管

载的校核。本文将以某选矿厂的工程实例为基础, 利用 CAESAR II 软件进行计算, 探讨浆体泵的管线布置。

1 模型的建立及计算

1.1 工程问题分析

以一台渣浆泵为例, 如图 2 所示, 渣浆泵的管口参数如表 1 所示, 泵的管口允许荷载如表 2 所示。

管道材质选择 20# 钢, 20# 钢在 20 ~ 100 °C 下的许用应力为 147 MPa, 弹性模量为 206 GPa。

取管道的安装温度为 21 °C。渣浆泵管道通常在常温下工作, 取系统最高工作温度(最高环境温

[收稿日期] 2020-09-22

[作者简介] 付新民(1987-), 男, 山东济宁人, 工程师, 硕士, 主要从事管道设计工作。

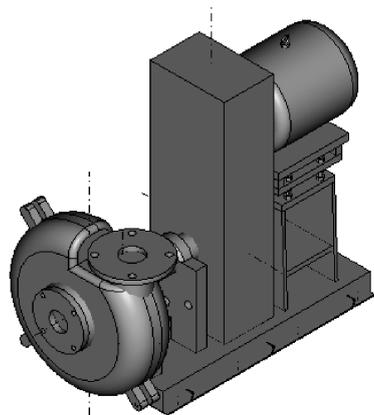


图2 渣浆泵尺寸图

表1 泵管口参数

参数	规格	法兰外径
泵入口	DN350	535
泵出口	DN300	485

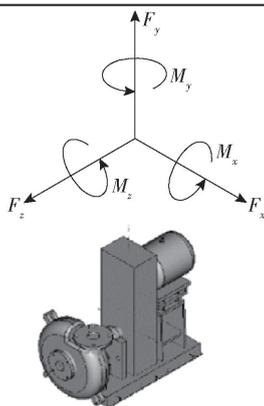
度)为 $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, 渣浆泵出口工作压力为 0.3 MPa 。

渣浆泵管口由于自身的热胀冷缩效应, 泵的管口有一定的位移量, 经材料线胀量公式计算, 泵管口的位移量为: $DY = +0.72\text{ mm}$, $DZ = +0.4\text{ mm}$, 管道出口连接设备, 设备管口的位移量为: $DY = +2.4\text{ mm}$, $DZ = -0.72\text{ mm}$ 。

通常情况下, 泵入口管道因压力较低会增加柔

表2 泵出入口允许荷载

泵入口最大允许荷载					
力/N			力矩/(N·m)		
F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
17 300	13 830	24 640	7 740	7 740	11 730
泵出口最大允许荷载					
力/N			力矩/(N·m)		
F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
12 180	22 560	15 230	7 070	10 710	7 070



性接头, 所以泵入口管道对泵口的反作用力往往很小, 可以忽略不计, 而在苛刻工况下泵出口管道, 因压力较大, 增加柔性接头可能导致管系风险增大, 故本文只研究泵出口管道, 泵入口管系对泵管口的荷载本文予以忽略不计。

1.2 建立计算模型

根据上述基本参数, 建立计算模型, 浆体泵通常一用一备, 两泵的连接管线采用 Y 型三通, 以降低管系的磨损。假设管道支吊点均采用刚性支撑, 建立计算模型, 如图 3 所示。

2 计算结果及结果分析

2.1 全刚性支撑的结果分析

(1) 总体结果分析

全刚性支撑的结果显示, 50 点的热应力(二次应力)超标, 为正常值的 137.9% , 尽管温度很低, 但热应力依然很大, 主要原因是 60 点上下的位移被约束了。这种情况的主要风险点在于 50 点为 Y 型三

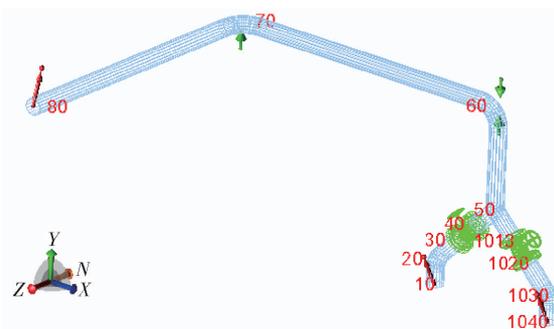


图3 全刚性支撑的应力分析模型

通的中心点, 此处泵反复振动以及高应力下, 容易疲劳断裂, 所以如果采用全刚性支撑, 50 点处的 Y 型三通, 应当予以特殊考虑, 或采用加强结构, 或改变其他点处的支撑型式。

(2) 泵口受力分析

通过计算, 得出 10 点和 1040 点处的泵管口的受力情况如表 3 所示。

对比表 2 和表 3 可见, 全刚性支撑的管系, 泵出

表 3 全刚性支撑时泵口受力分析结果

节点号	泵出口计算荷载					
	力/N			力矩/(N·m)		
	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
节点 10	-76 398	-69 086	-229	-254	-213	33 416
节点 1040	117 659	-138 890	711	932	-19	-48 774

口的荷载远远超出了厂家给定的泵出口允许荷载。这种情况下,简单地采用全刚性支撑的方式支撑管道,易造成泵管口受力过大,从而造成泵转动轴不对中、引起机器磨损和振动,影响机器正常运行^[3]。

2.2 采用弹簧支撑的方式改善管系柔性

通过上述分析可知,管系全刚性支撑弊端较多,既容易破坏 Y 型三通,同时泵管口处的应力较大,影响泵的安全运行,考虑到全刚性支撑的弊端,计划将 60 点处的支撑改为弹簧支撑,通过弹簧的伸长量的调整,增加管系的柔性。更改后的计算模型如图 4

所示。

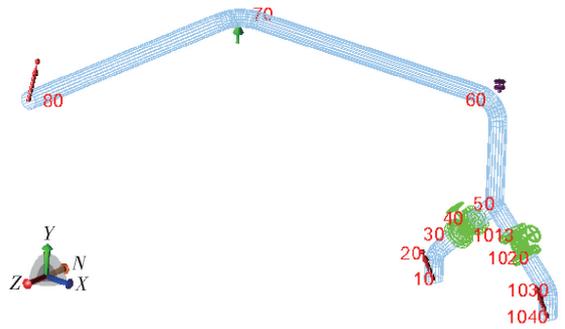


图 4 弹簧支撑计算模型

表 4 增加弹簧支撑时泵口荷载分析结果

节点号	泵出口计算荷载					
	力/N			力矩/(N·m)		
	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
节点 10	-14 469	-2 304	-913	-1 856	-422	8 880
节点 1040	16 963	-7 664	145	-1 129	161	-9 721

通过表 4 可以看到,与全刚性支撑时的泵口受力相比,节点 10 和 1040 处的受力情况有较大改善,较为接近表 2 列出的泵出口允许荷载,但仍然超过表 2 允许值,这种情况,对于普通流体管线,可以通过增加 II 型弯的方法^[4],改善管道柔性,但矿浆管道在配管时,反而要尽量减少管道弯头,这与增加 II

型弯,改善管道柔性的思路相矛盾^[5]。进一步分析结果,发现单独由热应力造成的管口荷载很大,具体数值见表 5,通过表 5 可见,由热应力造成的管口荷载占到了整个管口荷载的 90% 以上,此时的操作温度只有 60 ℃,造成该现象的主要原因是短且直的配管方式下,矿浆管道的柔性较弱。

表 5 增加弹簧支撑时由热应力造成的泵口荷载

节点号	泵出口计算荷载					
	力/N			力矩/(N·m)		
	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
节点 10	-13 155	2 448	-936	-1 867	-420	8 507
节点 1040	16 095	-3 549	147	-1 123	153	-9 523

对于管道走向不能更改且不易设置弹簧支撑的情况,只能在泵出口或者设备管口处增加柔性接头以改善管系的柔性,柔性接头的变形量较大,可以完全缓解由于热应力造成的管口荷载,使泵管口在允

许荷载内工作。

3 结论

(1) 泵出口处,如果不是与设备管口相连,而是

直接进入某敞口设备,同时管线不太长的情况下,管口末端可以设置为滑动支座,使管系及其末端能自由滑动,降低泵出口处的管道应力。但是这样配置管线的问题在于管系可能会随着泵的运转而振动。

(2)如果管系末端与设备管口相连,则管道的柔性会较弱,这时可以在一些关键节点改用弹簧支吊架,如果管系的柔性较好,则也可以使泵出口荷载限定在允许范围内,但如果管系的柔性较弱,则管系对于泵出口的荷载可能依然会超出许用值。

(3)在第(2)条的情况下,管口受力依然超出许用值,说明管道刚性连接不能满足使用要求,这时应当考虑在泵出口或者设备管口处增加柔性接头,改善整个管系柔性,柔性接头示意图如图5所示,如果管道压力较高,也可以采用大拉杆橡胶柔性接头,如图6所示。



图5 可曲挠橡胶接头

综上,浆体泵在配管时虽然没有石油化工管道危险性大,但把浆体泵管口荷载控制在厂家允许范



图6 大拉杆橡胶接头

围内,有利于浆体泵在运行时更加平稳可靠,减少故障率,保证设备长周期安全运行,在配管时也应仔细考虑对浆体泵在特定配置下的最优的配管方案。上述结论可用于浆体泵配管时的方案优化,供工程设计人员应用。

[参考文献]

- [1] 崔娜新. 泵进出口管道的柔性设计[J]. 山东化工, 2015, 44(17):122-124.
- [2] API610. Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries, American Petroleum Institute.
- [3] 唐永进. 压力管道应力分析(第二版)[M]. 北京:中国石化出版社, 2009.
- [4] 闫宗宝. 典型离心泵进出口管道的应力分析[J]. 化工设计, 2019, 29(4):17-22.
- [5] 李又超. 炼油装置中大型泵进出口管道的柔性设计[J]. 化工设计, 2012, 22(4):14-16.

Study of the Piping Layout of Slurry Pump Outlet at the Ambient Temperature Based on CAESAR II

FU Xin-min, FENG Zhi-qiang, HAO Yan-xia

Abstract: Slurry pumps are different from ordinary fluid pumps in piping arrangement. Slurry pumps need to consider the abrasion of the pipe wall by the service in the pipe and the anti-clogging of the pipe, so it cannot increase the pipe flexibility by increasing the number of elbows or the Π -shaped like ordinary fluid pump. The piping of the slurry pump should be short and straight. Under this condition, this article is based on CAESAR II software to study the piping arrangement of slurry pump by setting reasonable supports or hangers. So that, the nozzle load of the pump is within its allowable range, ensuring the long-term safety and stability of the slurry pump running.

Key words: slurry pump; slurry; pipe; CAESAR II

