

Analysis and Solution of Lock Hopper Discharge Vibration of Coal Gasification in Quench Process

Dehao Sun, Jie Zou, Yunyang Pan

Wanhua Chemical (Ningbo) Co., LTD, Ningbo Zhejiang
Email: dhsuna@whchem.com, zoujie@whchem.com, yypan@whchem.com

Received: Dec. 29th, 2015; accepted: Jan. 13th, 2016; published: Jan. 20th, 2016

Copyright © 2015 by authors and Hans Publishers Inc.
This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

Abstract

Coal water slurry gasification and chilling of pulverized coal gasification process adopt the lock hopper discharge process and are both facing a common problem that the vibration of lock hopper discharge is very obvious. The vibration changes as the process piping of each is different. In recent years, the design institute and coal gasification company have tested different kinds of solutions to solve the vibration of lock hopper, such as adding elastic support or corrugated hose, changing the way of flushing water pipe etc. All these solutions have some certain effects, but the problem still can't be essentially solved. The vibration to high temperature and high pressure pipeline system, the equipment safe operation brings great risk. This article thoroughly solves this problem by analyzing the root cause of vibration.

Keywords

Coal Gasification, Lock Hopper Discharge, Vibration, Solutions

煤气化激冷流程锁斗排渣振动分析与解决方案

孙得浩, 邹 杰, 潘云阳

万华化学(宁波)有限公司, 浙江 宁波
Email: dhsuna@whchem.com, zoujie@whchem.com, yypan@whchem.com

收稿日期：2015年12月29日；录用日期：2016年1月13日；发布日期：2016年1月20日

摘要

水煤浆气化、粉煤气化的激冷流程均采用锁斗排渣工艺，都面临着一个共同的问题，锁斗排渣时振动非常大，各公司因为工艺配管的不同差别振动差别也比较大，近年设计院与运行厂家在测试各种方案来解决锁斗排渣振动的问题，例如：锁斗冲洗管线增加弹性支撑、增加波纹软管、改变冲洗水管配管等方式，虽然都有一定效果，但还没有根本的解决振动问题。该振动给高温高压系统管道、设备的安全运行带来极大的风险。本文通过从锁斗振动产生的根本原因入手，彻底解决锁斗排渣振动问题。

关键词

煤气化，锁斗排渣，振动，解决方案

1. 引言

万华化学(宁波)有限公司(以下简称万华宁波)，2010年建设有多喷嘴对置式水煤浆气化炉3套，采用2开1备的运行模式，自运行以来已经4年多的时间，一直被锁斗排渣产生的振动所困扰，振动引起锁斗排水管道、气化系统框架都有不同程度的振动，生产运行潜在隐患非常大。

煤化工采用激冷流程排渣的装置锁斗排渣振动的问题，因为设计的差异，振动的程度有所不同。各企业技术、管理团队都针对锁斗振动做了多次改善，但效果不尽相同。例如，我公司之前解决方案主要着眼于消除振动的传递，通过冲洗水管线增加弹性支撑、增加波纹软管来吸收振动，消弱振动的传递，较小对框架、对设备的影响，实质振源没有消除，振动吸收装置初期是有一定效果的，但随着运行时间长，多发生疲劳损毁失效的情况。详见图1，图2对比，波纹软管变形失效。试图消弱振动的方法，都不能彻底的解决锁斗排渣时的振动问题。

2. 万华宁波煤气化锁斗系统介绍

2.1. 锁斗系统工艺流程

万华宁波水煤浆气化压力为6.5 MPa，单台气化炉处理原煤1200 t/d。气化使用化工煤平均灰分8%，气化炉运行时70%~80%的灰分回通过气化炉底部锁斗系统收集排出。

沉积在气化炉洗涤冷却室底部的粗渣及其他固体颗粒，通过循环水流的循环作用，经锁斗安全阀、锁斗进口阀进入锁斗(V0707)。锁斗安全阀处于常开状态，仅当洗涤冷却室液位低引起的气化炉停车，安全阀才关闭。锁斗循环泵(P0703)从锁斗顶部抽取相对洁净的水送回洗涤冷却室底部水浴，建立的循环水流携带渣进入锁斗。

锁斗系统工艺流程如图3示意。

2.2. 锁斗运行控制流程介绍

锁斗循环分为收渣、减压、清洗、排渣和充压五个阶段，一个循环的时间大约为30分钟。

锁斗程序启动后，当排渣时间到时，锁斗进口阀(9#)关闭，锁斗循环泵循环阀(12#)打开，入口阀(11#)关闭，锁斗泵(P0703)自身循环。锁斗泄压阀(15#)打开，渣池溢流阀(23\24#)关闭，锁斗开始泄压，锁斗内压力泄至锁斗冲洗水罐(V0708)。减压后，清洗阀(14#)打开，清洗泄压管线。打开自锁斗冲洗水罐(V0708)



Figure 1. The using of the rinse water corrugated hose (Putting-in-service for 1 day)

图 1. 增加冲洗水波纹软管(投用 1 天)

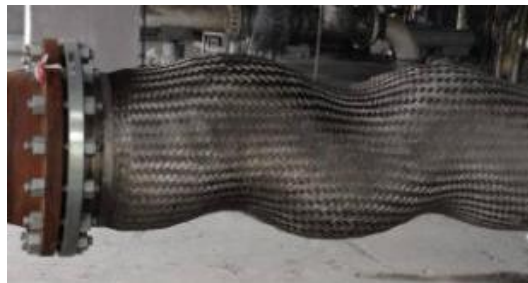


Figure 2. The failure of the corrugated hose (Putting-in-service for 10 days)

图 2. 波纹软管失效(投用 10 天)

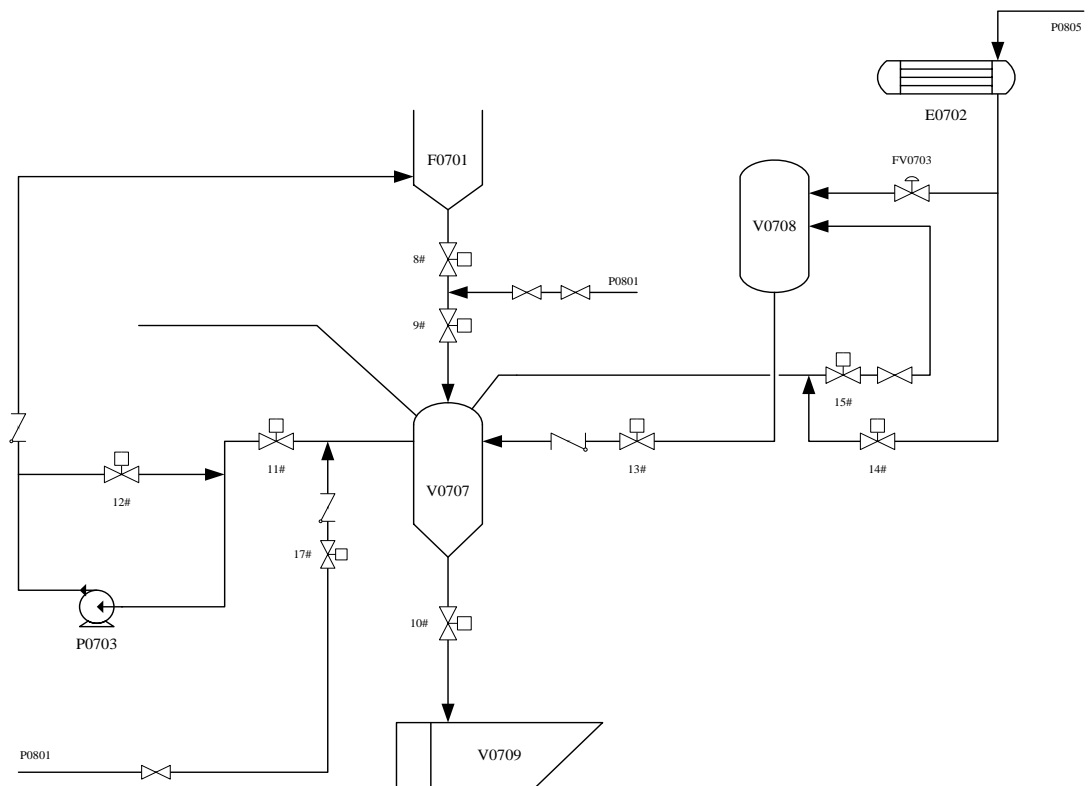


Figure 3. The chart of lock hopper discharge

图 3. 锁斗排渣示意图

至锁斗的锁斗冲洗阀(13#),再打开自锁斗至渣池的锁斗出口阀(10#),锁斗开始排渣。排渣计时器开始计时,到达预定时间后或冲洗水罐液位下限触发锁斗出口阀(10#)关闭,锁斗清洗阀(15#)、锁斗冲洗阀(13#)关闭。锁斗充压阀(17#)打开,用来自含渣水处理工序高温热水泵(P0801)的高压灰水对锁斗进行充压。当锁斗与气化炉之间的压差小于设定值时,充压阀(17#)关闭,锁斗进口阀(9#)重新打开。与此同时,锁斗循环泵入口阀(11#)打开,循环阀(12#)关闭,锁斗开始收渣。

全部排渣循环(泄压、清洗、排渣、充压)时间大约 2 分钟。锁斗循环重新开始集渣。

3. 锁斗振动的原因分析

3.1. 锁斗振动现象描述

在锁斗排渣循环的五个步骤中,振动主要产生在排渣结束环节,当排渣结束 10#关闭时,锁斗会产生巨大声响,产生的振动会沿着冲洗水罐(V0708)至锁斗(V0707)管线传递到整个气化框架,导致气化框架部分管线都随之振动,存在很大的安全隐患。

3.2. 锁斗振动的原因分析

经过现场勘查发现,振动时间点是在排渣阀(10#)关闭的一瞬间,是 10#的快速切断导致冲洗水巨大的冲量动能释放导致的振动,判断为一种水击现象[1]。在压力管道中,由于液体流速的急剧改变,而造成瞬时压力显著、反复、迅速变化的现象,称为水击,也称水锤。当压力管道的阀门突然关闭或开启时,当水泵突然停止或启动时,因瞬时流速发生急剧变化,引起液体动量迅速改变,而使压力显著变化。管道上止回阀失灵,也会发生水击现象。在蒸汽管道中,若暖管不充分,疏水不彻底,导致送出的蒸汽部分凝结成水,体积突然缩小,造成局部真空,周围介质将高速向此处冲击,也会发出巨大的音响和振动[2]。

锁斗内水击形成是类似于蒸汽凝结成水导致局部真空(这里的真空是相对真空,实际为空气-简称空穴),因锁斗排渣进水与排渣流量不匹配,排渣流量大于进水流量,导致锁斗内形成空穴,冲洗水槽(V0708)内的水在静压作用下快速补充锁斗内的空穴,产生局部高速流体,从而发生水击现象。

锁斗振动的原因可以归纳为以下两个方面:

(1) 锁斗冲洗过程冲洗水瞬间流量大:

锁斗冲洗水罐(V0708)直径 2.8 m、容积 45 m³,每一次排渣操作过程冲洗水罐(V0708)液位从 90%降至 10%,每次冲洗水量约 30 m³,冲洗时间 26 S,按此计算,冲洗的瞬间流量将达到 4150 m³/h,管道流速达到 9.18 m/s,远远超出文献[3]关于给水管道要求,低压给水流速 0.5~2 m/s,高压给水流速 2~6 m/s 的规定,所以在排渣阶段管道介质流速噪音偏大。这项是工艺固有特性,基本无法改变。

(2) 锁斗排渣过程结束点形成空穴的原因:

锁斗内产生空穴的原因是进水、排渣管路的阻力降存在差异,而导致排渣流量大于进水流量。

锁斗排渣分为进水、排渣两段管路,一段:锁斗冲洗水罐出口至锁斗入口管线配置一台切断阀(13#)、一台止逆阀、DN400 管线 25 m、2 个 DN400 弯头;二段:锁斗排渣至渣池,一台切断阀(10#),DN400 管道 7 m。

从表 1、表 2 中可以看到,锁斗冲洗水与排渣管线的固有阻力降远大于排渣管道,在同等条件下,排渣流量大于冲洗水流量,在排渣期间锁斗排渣流量仅受到排渣阀(10#)开关速度与排渣管线的管路特性影响。

4. 锁斗振动的解决方案

究其根本原因,是管路设计特性的因素导致在排渣结束时锁斗内产生空穴,所以解决问题的从两个

Table 1. The characteristic table of rinsing and discharging slag (Based on the resistance drop of the length of the equivalent)
表 1. 冲洗、排渣两段管路特性对照表(管件阻力降采用当量长度核算)

段	配置	阀门[4]		止逆阀		弯头		管道		合计当量长度 m
		个	Le = 10D	个	Le = 100D	个	Le = 14D	米	Le = L	
1 段	1	4	1	40	2	11.2	25	25	88.2	
2 段	1	4	0	0	0	0	7	7	11	

Table 2. Basted on the resistance drop of Fanning formula
表 2. 基于范宁(Fanning)公式计算得出的管道阻力降

公式符号	描述	计算公式	一段管道	二段管道
ΔP	阻力降 Kg/cm ²		1.449401	0.180764
S_2	1.2×10^{-5}		0.000012	0.000012
f	摩擦系数		0.013	0.013
Le	当量长度	$\Delta P = S_2 \times f \times (Le/D) \times (1/2 \times \rho \times V^2)$	88.2	11
D	管道内径 m		0.4	0.4
ρ	介质在工作条件下的密度 Kg/m ³		1000	1000
V	介质在管道内的平均流速 m/s		9.18	9.18

方向入手：一是调整 10#开关速度，来改变排渣速度；二是改变固有管路特性来改变排渣速度。

4.1. 短期解决方案

通过仪表调整，延长 10#阀关闭的时间，来解决锁斗排渣流量大于冲洗量的现象，降低锁斗内产生空穴的概率，来解决振动问题。

效果验证：通过对阀门开关速度的调整幅度是有限的，能够在一定程度上解决环节(锁斗)振动，但受限于阀门气缸配置的硬件措施，不能彻底解决，通过延长阀门的开关时间也带来了阀门冲刷快的不良影响。该方案优点是见效快；缺点是解决的幅度有限并且还带来对阀门的冲刷，降低锁渣阀的寿命后果。

4.2. 长期解决方案

在排渣阀(10#)后增加缩颈，改变固有管路特性的方法提高排渣阀(10#)排渣管道的阻力降，达到冲洗水量大于排渣水量的目的，避免锁斗内产生空穴，从而避免水击现象。

效果验证：通过改造前后管道振动测量对比振动幅度大大降低，改造前锁斗弹簧支撑处垂直方向振值 139 mm/s，改造后该处垂直方向振值 26 mm/s，振值不到改造之前的 1/5。通过目测、听觉感知，目测该管道不动，听觉感知无声音。该方案的优点是投资小、见效快，解决彻底；缺点是该段管线材质、壁厚需要考虑冲刷，设计有足够的腐蚀余量，避免冲刷腐蚀。

5. 结束语

通过对锁斗振动产生的原因进行分析，同时结合管路特性曲线理论知识及现场实际改造测试，得出了在排渣阀(10#)后增加缩颈，以增加排渣管道的阻力降，避免锁斗内产生空穴，从而避免水击现象。此方案完全能耐够达到安全稳定运行要求。

针对新建项目则需要进行管路特性计算，满足排渣阀(10#)设计通量小于冲洗水阀(13#)通量，避免锁斗内产生空穴，可以从本质上消除振动。

参考文献 (References)

- [1] 赵竟奇. 管道产生水击的原因分析[J]. 油气储运, 1999, 18(3): 35-41.
- [2] 杨天成. 管道水击的防治[J]. 云南电力技术, 2006, 34(2): 52-53.
- [3] 电力工业部东北电力设计院. 火力发电厂汽水管道设计技术规定 DUT 50504 [S]. 北京: 中华人民共和国电力工业部, 1996.
- [4] 吴大伟, 张成林. 球阀摩擦阻力系数的研究[J]. 饮料工业, 2006, 9(5): 35-37.