

离心泵加注系统工作可靠性研究

白世雄, 刘 强

(西安航天动力试验技术研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要:介绍了离心泵泵压加注系统组成和工作原理,通过计算离心泵和泵压加注系统的扬程,得到扬程与流量关系式,绘制离心泵扬程与流量特性曲线和泵压系统扬程曲线,由两条曲线相交确定离心泵工作点。然后绘制泵压加注系统在管路流阻、容器液位动态变化情况下离心泵工作点的变化曲线,分别和离心泵扬程与流量特性曲线相交,分析曲线图上不同流阻、液位下的离心泵工作点,得出导致离心泵偏离正常工作点的主要因素。理论分析结果经验证与泵压加注系统实际运行结果基本一致。依据分析结果,制定了针对性的控制措施,达到提高离心泵加注系统的工作可靠性的目的。

关键词:离心泵;扬程;流量;流体阻力

中图分类号:V434⁺.3-34 **文献标识码:**A **文章编号:**1672-9374(2018)05-0081-06

Study on reliability of centrifugal pump filling system

BAI Shixiong, LIU Qiang

(Xi'an Aerospace Propulsion Test Technology Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: This paper briefly introduces working principle and system composition of pumping pressure filling system for the centrifugal pump. By calculating the lift of centrifugal pump and pumping pressure filling system, the relationship between flow and lift is obtained. The characteristic curves of lift and flow of centrifugal pump as well as the lift curve of pumping pressure filling system are drawn, in which the working point of centrifugal pump is determined by the intersection of both curves. Then, the variation curve of the operating point of centrifugal pump is drawn under the dynamic change of fluid resistance in pipeline and the liquid level in container, which intersects with the lift and flow characteristic curves of the centrifugal pump respectively. By analyzing the working point of centrifugal pump at different fluid resistances and liquid levels, major factors that cause the centrifugal pump to deviate from the normal working point are obtained. It is verified that the theoretical analysis results are basically consistent with the actual operating results of the pumping pressure filling system. According to the analysis results, the specific control measures are formulated to improve the reliability of filling system for centrifugal pump.

Keywords: centrifugal pump; lift; flow rate; fluid resistance

0 引言

液体火箭发动机研制需要在专用试验台上频繁的进行地面点火试验,试验所需的推进剂由贮存库房加注至试验台容器,由于推进剂贮存库房一般与试验台距离远、落差高、流阻大,因此多采用泵压加注方式,即通过使用离心泵将试验用的推进剂从贮存库房加注至火箭发动机试验台。液体推进剂大多为易燃、易爆、剧毒的危险化学品,在加注过程中如果发生振动过大、汽蚀、憋压、泄漏等故障,会导致加注失败,并可能发生质量安全事故。因此有必要分析离心泵加注系统的工作特性,找出可能影响系统正常工作的主要因素,并制定出控制措施,提高系统工作可靠性。

1 离心泵加注系统简介

一般的泵压加注系统主要由离心泵及其吸入侧和排出侧的压力容器、管道、阀门、过滤器等组成。加注前首先将吸入侧压力容器增至一定压力,打开所有阀门,填充管路,加注过程推进剂经离心泵由吸入侧压力容器输送至排出侧压力容器。加注流量通过离心泵出口阀控制,一般采用球阀,其余管道、阀门保持畅通。系统示意图如图 1 所示。

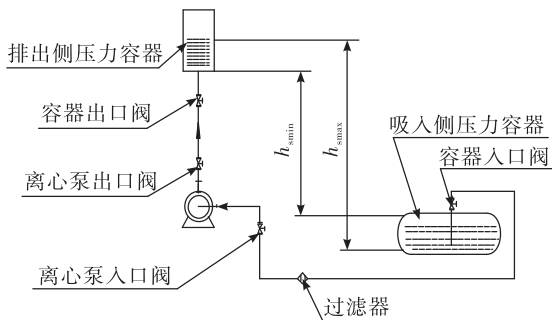


图 1 离心泵加注系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the filling system of centrifugal pump

衡量离心泵工作状态是否正常的主要工作参数有流量、扬程、压力、电流、电压及效率等。本文以目前在用的某试验区四氧化二氮泵压加注系统使用的离心泵为例研究其工作特性,绘制离心泵的扬程与流量特性曲线得出加注系统的工作点,并分析出会导致其工作点偏移的主要因素。

2 离心泵的工作特性

该四氧化二氮泵压加注系统使用由大连海密梯克泵业有限公司生产的 CN80-315 型离心泵(额定流量 $Q = 82 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H = 100 \text{ m}$)。泵压加注系统在稳定工作时离心泵转速恒定,在恒转速下离心泵扬程与流量的理论特性曲线可由泵叶轮的速度三角形和欧拉方程导出扬程与流量关系式计算得出。

$$H_{th} = \frac{u^2}{2g} - \frac{u_2 Q}{\pi D_2 b_2 \tan \beta_2} \quad (1)$$

式中: Q 为加注流量; D_2 为叶轮外径; b_2 为叶轮外径处的流道宽度; β_2 为流体在叶轮出口处的相对速度和圆周速度的夹角,即叶轮叶片的出口角; u 和 u_2 分别为流体的平均速度和在出口处的圆周速度。

u 和 u_2 可由流量 Q 换算得出,在式(1)中如将 u 和 u_2 换算为流量 Q ,则除流量 Q 外其余参数均为定数,所以离心泵的扬程与流量成线性比例关系,泵在恒转速下扬程与流量曲线为直线。但是由于欧拉扬程与流量关系式是泵的叶轮在理想流体流动和叶轮具有无限叶片条件下得出的,而实际情况不可能具有这些条件,所以扬程与流量特性成不规则曲线关系,CN80-315 型离心泵的扬程与流量($H-Q$)特性曲线(曲线 I)如图 2 所示。

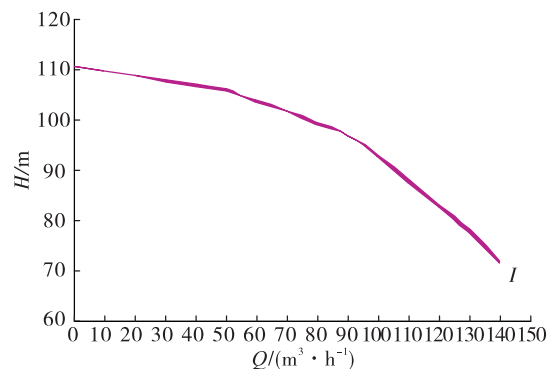


图 2 离心泵的扬程与流量特性曲线

Fig. 2 Lift and flow characteristic curve of centrifugal pump

3 离心泵加注系统工作特性

离心泵加注系统扬程计算式为:

$$H_p = h_s + \frac{p_d - p_s}{\rho g} + h_f \quad (2)$$

式中: $h_s + \frac{p_d - p_s}{\rho g}$ 为静扬程,即泵送高度和流体压

力扬程之和; h_f 为泵压加注系统的扬程损失即动扬程,随流量的变化而变化。

3.1 静扬程计算

以该试验区内四氧化二氮贮存库房向某试验台加注为例进行计算。

试验台加注容器底部距离试验台场坪的高度 23 m; 库房场坪距试验台场坪垂直高度 18 m; 库房容器最高液位 0.8 m; 容器加注压力 $p_0 = 0.15$ MPa; 大气压 $p_m = 0.1$ MPa, 由此得出:

最小泵送高度: $h_{smin} = 18 + 23 - 0.8 = 40.2$ m

流体压力扬程:

$$\frac{p_d - p_s}{\rho g} = \frac{0 - (0.15 + 0.1) \times 10^3}{1.446 \times 9.8} \approx -17.6 \text{ m}$$

最小静扬程:

$$h_s + \frac{p_d - p_s}{\rho g} = 40.2 - 17.6 = 22.6 \text{ m} \quad (3)$$

3.2 动扬程计算

以该试验区内四氧化二氮贮存库房向某试验台加注为例进行计算。

四氧化二氮泵压加注系统管路长 560 m, 管径 DN = 100, 管路中配置 4 台 DN100 球阀, 1 台 DN100 过滤器, 6 个 90°弯头, 2 个三通, 1 台单向阀, 一个突然扩大和一个突然缩小过渡管。

DN100 直管段摩擦阻力系数为 0.023, 球阀局部阻力系数为 0.3 (全开), 过滤器局部阻力系数为 0.75, 90°弯头局部阻力系数为 0.75, 三通局部阻力系数为 1.25, 单向阀局部阻力系数为 2, 过渡管阻力系数分别为 0.09 和 0.15。

由此计算泵压加注系统的动扬程, 动扬程计算公式为:

$$\begin{aligned} h_f &= \sum h_1 + \sum h_2 = \\ \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g} + \sum f \frac{u^2}{2g} &= \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum f \right) \frac{Q^2}{2 \times 900^2 \pi^2 d^4 g} = \\ \left(0.023 \times \frac{560}{0.1} + 1.2 + 0.75 + 4.5 + 2.5 + 0.24 \right) \times \\ &\frac{Q^2}{1.62 \times 10^6 g \pi^2 d^4} = \\ 138 \frac{Q^2}{1.62 \times 10^6 g \pi^2 d^4} &= 0.0086 Q^2 \end{aligned} \quad (4)$$

依据泵送系统扬程计算结果在静扬程不变的情况下, 将(3)式和(4)式代入(2)式得:

$$H_p = 22.6 + 0.0086 Q^2 \quad (5)$$

依据式(5)绘制出二维曲线可得出泵压加注系统在最小静扬程和离心泵出口球阀全开情况下的扬程($H_p - Q$)特性曲线(曲线II), 如图3所示。

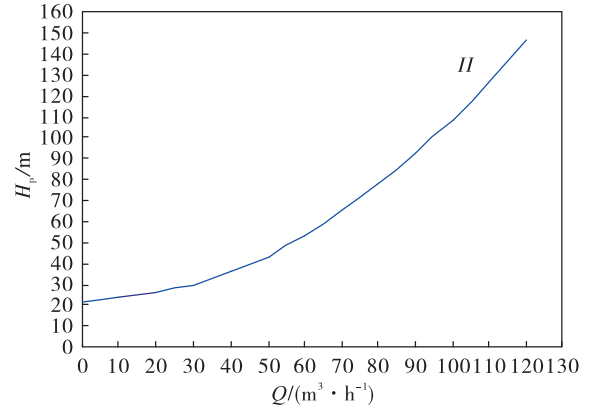


图3 泵压加注系统扬程($H_p - Q$)特性曲线

Fig. 3 Lift and flow characteristic curve of the pump pressure filling system ($H_p - Q$)

4 离心泵加注系统工作点的确认

离心泵加注系统工作点是离心泵的扬程与流量($H - Q$)特性曲线(曲线I)和泵压系统工作扬程($H_p - Q$)特性曲线(曲线II)的交点, 如图4所示在加注系统最小静扬程和调节球阀全开情况下离心泵工作在 B_1 点($Q = 94 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 96 \text{ m}$), 严重偏离了额定工作点 B 点($Q = 82 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 100 \text{ m}$)。因此需要分析可以影响泵压加注系统工作点的因素, 将工作点调节至额定工作点附近。

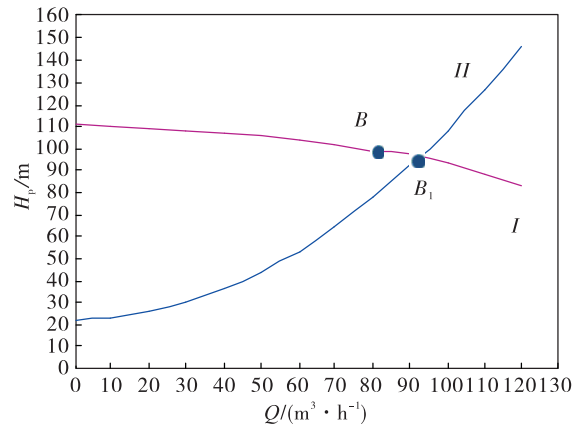


图4 泵压加注系统工作点确认示意图

Fig. 4 Confirmation diagram of working point for pump pressure filling system

5 影响离心泵加注系统工作可靠性的因素分析

5.1 管路流阻

离心泵加注系统工作时,如果管路流阻改变,则加注系统动扬程改变,系统工作点会发生移动。例如,将离心泵出口球阀开度从最小逐渐调节大,系统阻力减小,加注系统动扬程 h_f 变小,泵压系统工作扬程 ($H_p - Q$) 特性曲线会由曲线 II'' 渐变为曲线 II' 、曲线 II ,离心泵的工作点会沿着扬程与流量 ($H - Q$) 特性曲线 (曲线 I) 下移,由 B_3 点经过额定工作点 B 点变为 B_1 点,如图 5 所示。

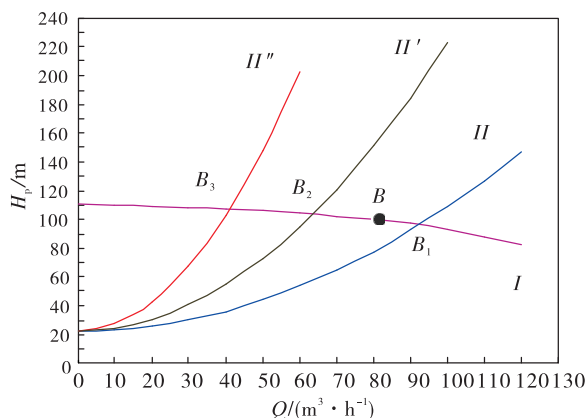


图 5 不同管路流阻下泵压加注系统工作点移动图

Fig. 5 Movement diagram of working point for pump pressure filling system under different pipeline flow resistances

5.2 液位变化

离心泵加注系统从加注开始到结束库房贮存容器液位逐渐降低、试验台加注容器液位逐渐升高,即泵送高度 h_s 会逐渐增大,从最小泵送高度 h_{smin} 变为最大泵送高度 h_{smax} ,系统静扬程随之增大,如图 1 所示。

四氧化二氮贮存库房向试验台加注时:试验台容器最大液位高度为 7 m,库房最低液位 -2.2 m,由此得出:

最大泵送高度: $h_{smax} = 18 + 23 + 7 + 2.2 = 50.2 \text{ m}$

最大静扬程:

$$h_s + \frac{P_d - P_s}{\rho g} = 50.2 - 17.6 = 32.6 \text{ m} \quad (6)$$

此时:

$$H_p = 32.6 + 0.0086Q^2 \quad (7)$$

据此绘制最大静扬程下泵压系统工作扬程 ($H_p - Q$) 特性曲线 (曲线 II'''),如图 6 所示,离心泵工作点由 B_1 点上移变为 B_4 点。

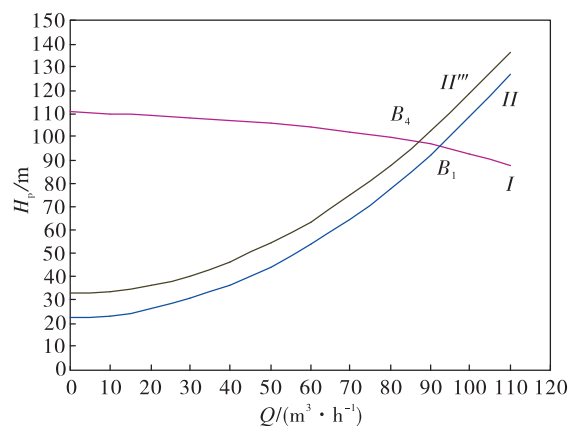


图 6 加注液位变化时泵压加注系统工作点移动图

Fig. 6 Movement diagram of working point for pump pressure filling system when the injection level changes

5.3 流体温度

离心泵在工作过程中由于泵的功率损失和电机的热损失将热量传给泵出口的外输液体和内循环分流液体,使泵的入口液体和出口液体之间产生温升。加注时间越长,热量的积累使得温升会越大,如果超过推进剂的允许温升,就会降低泵的有效汽蚀余量,发生汽蚀对泵产生严重的破坏。介质温升计算式为:

$$\Delta T = 9.81H/c\eta \quad (8)$$

式中: c 为介质比热容; η 为离心泵的工作效率。

5.4 流体中气体含量

流体中含气体时的也会对降低离心泵的扬程和功率,气体含量越大影响越大。四氧化二氮加注时采用氮气增压,两种气体的相容性不高,四氧化二氮中的氮气含量值远小于液体中气体含量的最大允许值 7%,对泵的工作特性影响较小,不做分析。

6 提高可靠性控制措施

6.1 合理调节系统流体阻力

由图 5 可知,随着流阻变小工作点下移,系统扬程减小,流量增大。四氧化二氮泵压加注系统运行

时通过离心泵出口阀开度改变系统流体阻力,进而调节加注流量。如果离心泵出口阀开度过大或过小都会较大的改变流体阻力,导致加注系统严重偏离其正常的工作区域。

因此离心泵加注系统运行时必须将系统流体阻力控制在合适范围,可绘制出如图5所示的不同流阻下加注系统的特性曲线图,在该曲线图上依据离心泵的正常工作区域对应得出流阻的可调节范围。据此加注系统运行期间调节流量时,应当在该调节范围内调节系统流阻,同时必须保持其它阀门、管件状态不变,系统工作点就可稳定在正常工作区域,避免出现震动、憋压现象。

6.2 监控加注流量的变化

由图6可知,在泵压加注系统运行期间由于静扬程有变,系统的扬程特性曲线变为一组逐渐上移的相互平行曲线,离心泵的工作点会随之沿着扬程与流量($H-Q$)特性曲线逐渐上移,由 B_1 点逐渐移动至 B_4 点,加注流量逐渐变小,扬程相应增大。

因此当离心泵加注系统运行时间较长时,为防止加注流量变小偏离正常工作区域,系统运行期间应当时刻监控加注流量,运行一段时间后应当在调节阀的可调节范围内适当调大加注流量,稳定系统的工作点。

6.3 控制流体温升

由式(8)可知,离心泵加注系统连续运行时决定介质温升的因素为离心泵的扬程和工作效率,因此将泵的扬程、效率控制在合适范围,同时控制加注时的流体温度,就可避免汽蚀现象发生,具体在此不详细展开。

6.4 定期化验流体中气体含量

增压气体应选用与加注流体相容性不高的惰性气体,控制流体中气体含量,一般就不会影响离心泵加注系统运行。但是必须保证泵压加注系统的密封不泄露,防止空气及固体微粒进入流体,贮存期间需定期化验流体,确保气体含量符合要求。

7 应用分析

四氧化二氮泵压加注系统 CN80-315 型离心泵实际运行时,分别记录离心泵出口阀在不同开度下的扬程和流量,绘制离心泵实际工作曲线(曲线

Ⅲ),如图7所示,并与离心泵的扬程与流量($H-Q$)特性曲线(曲线I)对比分析,图中 A_1, A_2, A_3, A_4 点分别为离心泵在泵后球阀1/5,1/4,1/3,1/2开度时的工作点。

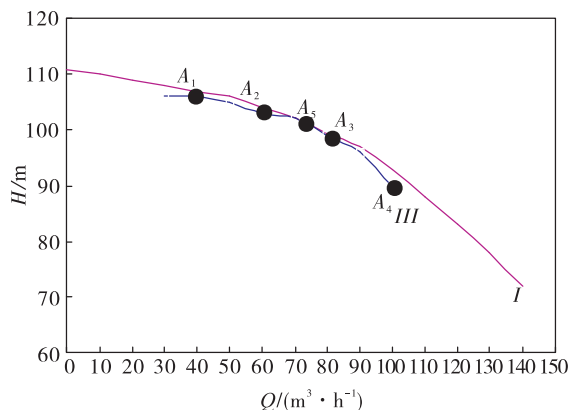


图7 CN80-315型离心泵实际工作曲线

Fig. 7 Actual working curve of the CN80-315 centrifugal pump

由图7可知离心泵实际运行曲线(曲线Ⅲ)与扬程与流量($H-Q$)特性曲线(曲线I)基本一致,泵压系统开始运行,离心泵出口阀由关闭逐渐打开至1/2开度,离心泵工作点沿着($H-Q$)特性曲线(曲线I)下移至 A_4 点,流量增大,扬程下降,与本文5.1分析一致。由于离心泵出口阀打开至1/2开度时,扬程已显著下降,为保证系统正常工作,将出口阀重新调节至1/3开度,此时离心泵 $Q=80\text{ m}^3/\text{h}$, $H=98\text{ m}$,工作点基本稳定在额定工作点。

当系统持续运行约60 min后,由于液位变化,离心泵工作点上移为 A_5 点,此时将离心泵出口阀由1/3开度打开至约2/5开度时,离心泵工作点重新回到 A_3 点,恢复正常,与本文5.2分析一致。

8 结论

综上所述:影响离心泵加注系统工作特性的因素主要有管道流阻、容器液位、温度变化及流体中气体的含量等,针对上述影响因素,采取适当的控制措施,将泵压加注系统稳定在正常工作点附近,就能有效降低加注过程中发生震动、汽蚀、憋压、泄漏等故障的可能,从而有效保证加注系统的工作可靠性。

参考文献:

- [1] 朱有庭,曲文海,于浦义. 化工设备设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社,2004.
- [2] 陈乃祥. 离心泵[M]. 北京:机械工业出版社,2006.
- [3] WARREN L, JULIAN C, PETER H. Unit operations of chemical engineering[M]. New York: McGraw - Hill, 2001.
- [4] 李云,姜培正. 过程流体机械[M]. 北京:化学工业出版社,2008.
- [5] 陈敏恒,丛德滋,方图南,等. 化工原理[M]. 北京:化学工业出版社,2008.
- [6] 陈东,谢继红. 热泵技术及其应用[M]. 北京:化学工业出版社,2006.
- [7] 张翠儒,白安东,郭唯. 液体火箭上面级发动机用超低比转数泵研究[J]. 火箭推进,2005,31(2):17-22.
- ZHANG Cuiru, BAI Dongan, GUO Wei. Research on ultra low specific speed rotation pump for upper stage engine [J]. Journal of rocket propulsion, 2005,31(2):17-22.
- [8] 邹华生,钟理,伍钦. 流体力学与传热[M]. 广州:华南理工大学出版社,2004.
- [9] 宋少娟. 化工企业常见危险源与安全应对措施探讨[J]. 中国石油石化,2016(2):50-90.
- [10] 崔克清. 化工单元运行安全技术[M]. 北京:化学工业出版社,2006.
- [11] 王运东. 传递过程原理[M]. 北京:清华大学出版社,2002.

(编辑:陈红霞)

(上接第 70 页)

- [4] 张华平. 减阻剂的研究现状与应用[J]. 化学工业与工程技术,2011(6):28-32.
- [5] 左艳梅. 油品减阻剂的研究进展[J]. 工程技术与应用, 2010,7(1):37-40.
- [6] MOTIER J F, CHOU L C, TONG C L. Process for homogenizing polyolefin drag reducing agents: US, 6894088 [P]. 2004-12-16.
- [7] 关中原,税碧垣. 新型成品油减阻剂的研制及现场应用试验[J]. 油气储运, 2006, 25(9):40-44.
- [8] WU F S, CAO H Z, CAI W H, et al. Review on the additive and the application of it in oil pipeline [J]. Energy conservation technology, 2010, 9(5):440-445.
- [9] YANG Y Q, ZHENG W Y, LI X Z, et al. The research progress of poly- α -olefin drag reducing agent used in oil pipeline [J]. Information recording materials, 2012, 13(6):26-31.
- [10] HALLIDAY W S, CLAPPER D K, BLAND R G. Drag reducing agents for oil - and synthetic - based fluids: US, 0158360 [P]. 2014-11-11.
- [11] 王春晓,陆江银,薄文敏. 高分子减阻剂减阻性能的影响因素研究[J]. 中国塑料, 2011, 25(6):70-76.
- [12] 焦利芳,李凤臣. 添加剂湍流减阻流动与换热研究综述[J]. 力学进展, 2008, 38(3):339-357.
- [13] 苏卫科,王高生. 高分子减阻剂溶液的热量传递[J]. 石油化工, 1991, 20(12):841-844.
- [14] YU B, KAWAGUCHI Y. DNS of fully developed turbulent heat transfer of a viscoelastic drag-reducing flow[J]. International journal of heat and mass transfer, 2005, 48:4569-4578.
- [15] 阳倦成. 黏弹性流体基铜纳米流体流动与传热实验研究[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(2):366-370.

(编辑:马 杰)