

•智能交叉科学与工程•

DOI:10.12454/j.jsuese.202300726



本刊网刊

管道智能封堵机器人牵引调速与制动装置研究

唐 洋^{1,2}, 皮云森^{1,2}, 刘 祥^{1,2}, 王国荣^{1,2}

(1.西南石油大学 机电工程学院,四川 成都 610500;2.西南石油大学 能源装备研究院,四川 成都 610500)

摘要:为快速封堵油气管道破损段并实现不停输抢修,本文设计了一种管道智能封堵机器人直流截止阀式牵引调速与制动装置,可使管道智能封堵机器人快速、精准到达封堵管段并有效减速。基于管道智能封堵机器人管内运动模型和调速机理分析,确定了调速特性影响因素。采用有限元数值模拟方法对不同结构参数的调速阀进行流场特性分析,得到了调速阀轴向长度、内径和泄流孔开孔长度对装置泄流后压降的影响规律,确定了最优结构参数,即调速阀轴向长度为 96.6 mm,内径为 169.7 mm,泄流孔开孔长度为 92.8 mm;开展了节流压降的原理实验来进一步验证牵引调速与制动装置结构设计的合理性及调速可靠性。结果表明:所设计的管道智能封堵机器人牵引调速与制动装置的调速与制动效果受调速阀结构和形状的影响较大。当调速阀的开度减小时,装置后方射流的流量增大,流速加快,可以在管道内壁射出高速流束,清除管道内壁的污物,同时减小管道智能封堵机器人的阻力。反之,当调速阀的开度增大时,装置前后的压差减小,在开度为 1.0 时,装置前后压差最小,可以达到最大的减速效果。管道智能封堵机器人对管道可实现良好的冲刷效果,并可以获得良好的调速性能,进而实现最大减速效果并成功完成封堵任务。

关键词:管道智能封堵机器人;牵引调速与制动装置;调速特性;调速阀

中图分类号:TP242

文献标志码:A

文章编号:2096-3246(2025)03-0011-10

管道运输作为石油和天然气快捷、经济和可靠的运输方式,是油气开采过程中必不可少的环节。然而,由于管道运输环境复杂,在正常运行过程中会面临各种突发事件。因此,对事故管道进行维护和抢修作业^[1-3],亟需一种能快速、精准到达封堵管段的管道智能封堵机器人。管道智能封堵机器人是管道中的被动流体推进机器人^[4-6],在管道介质的推动下向前移动、减速、制动到达指定的堵塞管段^[7]。

管道智能封堵机器人是在传统管道机器人的基础上结合速度控制需求而设计的一种装置。目前,以牵引调速与制动装置为主题的研究较少。所以,对于牵引调速与制动装置的研究多基于管道清管器进行。为解决清管器速度控制的问题,国内外诸多学者进行了相关研究,从最初的变化管道流量调速,到现在实现实时调速。Mirshamsi 和 Rafeeyan^[8]对清管器运动微分方程进行求解,得到清管器在管道中的速度和位置。臧延旭等^[9]研制了扇叶形和锥筒形的速度控制装

置,通过控制其泄流通道的面积来调节检测器运行速度。左施施等^[10]利用 Fluent 软件分析了泄流装置的开口形式、开口大小与损失系数的关系。Lesani 等^[11]考虑了流场的影响,假设清管器是一个带有小孔的刚体,并推导求解了通过液体管道的小型管道探测器的 2 维和 3 维动力学方程。He 等^[12]研究了卡在输气管道中的清管器从停机状态到重新启动的过程,并利用响应面法计算了清管器启动后的最大速度。Chen 等^[13]进行了气液两相旁路清管实验,分析了旁路清管对清管器诱导液体流动的改善效果。

结合清管器研究成果与现有牵引调速与制动装置可知,大多数在管道内使用的牵引调速与制动装置采用旁通阀来控制流量排出,以实现调速功能。但是,牵引调速与制动装置的动态特性和具体结构参数之间存在着密切关系,而目前尚无相关理论能够明确定义其性能参数。与此同时,关于牵引调速与制动装置在过流减速过程中的速度调节规律也尚不明确。

收稿日期:2023-09-15 修回日期:2023-11-17 网络出版日期:2024-06-04

基金项目:国家重点研发计划项目(2021YFC28000903);中国博士后科学基金项目(2020M683359);四川省科技成果转化项目(2022ZHCG0052);四川省自然科学创新研究群体项目(2023NSFSC1980)

作者简介:唐 洋(1988—),男,教授,博士。研究方向:油气装备现代化设计与仿真、管道机器人。E-mail:tangyanggreat@126.com

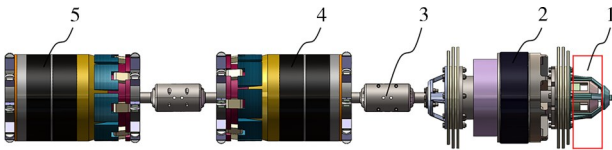
因此,在传统的管道机器人研究中,针对相关牵引调速与制动装置结构参数及调速特性的研究相对欠缺。

为弥补现有研究的不足,本文设计了一种直流截止阀式牵引调速与制动装置,并对其关键结构调速阀进行了结构设计和优化;同时,对其在工作中的流体域进行了流场分析,确定了调速阀的最优结构参数;通过流场分析,研究了牵引调速与制动装置在过流减速过程中的速度调节规律,从而为实际封堵作业提供相关参考。牵引调速与制动装置在管道内运行时会与管道壁面间存在相对运动,在确定牵引调速与制动装置最优结构参数后,设计节流压降实验验证了该牵引调速与制动装置调速特性并分析了牵引调速与制动装置在管道中的冲刷效果。研究结果可为管道智能封堵机器人的结构设计与选型提供理论依据,并为装有旁通阀的管道内无源流体推进机器人的调速与制动设计提供数据参考和理论指导。

1 理论分析

1.1 管道内智能封堵机器人运动模型

管道智能封堵机器人在到达工作管段时,需进行过流减速;而在离开工作管段时,需进行增速以及对管壁进行冲刷。因此,研究牵引调速与制动装置对实现管道智能封堵机器人在管道中运行速度的可调可控至关重要。管道智能封堵机器人结构如图 1 所示。



1. 直流截止阀式调速阀;2. 牵引调速与制动装置;3. 万向连接器;4. 封堵模块 I;5. 封堵模块 II。

图 1 管道智能封堵机器人结构

Fig. 1 Structure of pipeline intelligent plugging robot

假设管道智能封堵机器人流动模型为理想流体,不可压缩并且黏度不变。速度完全取决于管道内介质运行速度和机器人前后的压差^[14],在水平管内运动时,牵引调速与制动装置运动模型如图 2 所示。

得到牵引调速与制动装置的运动模型方程如下:

$$\Delta P A_1 - F_f - F_a - F_w = m \frac{du}{dt} \quad (1)$$

式中: ΔP 为牵引调速与制动装置前后压力差, $\Delta P = P_h - P_q$, P_h 为牵引调速与制动装置前压力, P_q 为牵引调速与制动装置后压力; m 为牵引调速与制动装置质量,kg; A_1 为管道的截面积, m^2 ; F_f 为牵引调速与制动装置与管道的摩擦力,N; F_a 为管道内杂质阻力,N; F_w 为黏性流体的阻力,N; u 为管道智能封堵机器人运行速度,m/s; t 为牵引调速与制动装置运动时间,s。

研究选取水平管段进行运动受力分析,忽略了重力分力的影响。根据管道的实际工作情况, F_a 的值可根据管道内杂质的沉积量来进行估算^[15]。由于成品油输送管道内 F_a 和 F_w 的影响较小,且本文是对速度规律进行研究,因此可忽略这两个参数的影响。

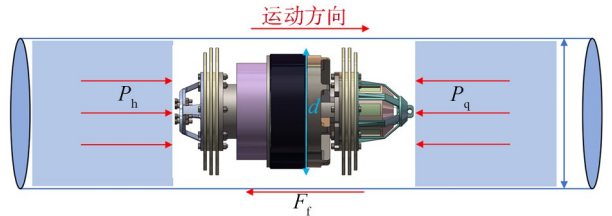


图 2 牵引调速与制动装置运动模型

Fig. 2 Motion model of traction speed regulation and braking device

1.2 牵引调速与制动装置调速机理分析

突变管段压降原理如图 3 所示。流体介质在流经突然变化的截面处时,因流速或流向发生急剧变化而在局部区域产生流动阻力所造成的压力损失,称为局部压力损失。利用流体的压力损失特性,当流体流过装置后,前端的流体由于压力损失,压力有所减小,同时装置后端的压力不变,此时整个装置的前后压差发生了变化^[16]。

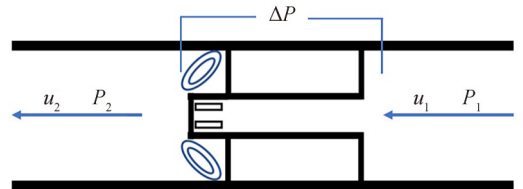


图 3 突变管段压降原理示意图

Fig. 3 Schematic diagram of pressure drop in abrupt diameter pipe section

压降过程用流体介质的伯努利方程表示为:

$$gZ_1 + \frac{u_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} = gZ_2 + \frac{u_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho} + h_i \quad (2)$$

式中: gZ_1 、 gZ_2 为两个垂直位置上的位能,J/kg; P_1 为流体通过突变管径前压力,Pa; P_2 为流体通过突变管径后压力,Pa; ρ 为流体密度,kg/m³; u_1 为流体通过突变管径前速度,m/s; u_2 为流体通过突变管径后速度,m/s; h_i 为前后状态下的能量变化。

牵引调速与制动装置在管道中的运动是一个复杂的动态接触摩擦问题,直皮碗的结构将直接影响其与管壁的摩擦阻力。直皮碗受力模型如图 4 所示。

牵引调速与制动装置的主要摩擦力取决于直皮碗变形产生的压缩力,牵引调速与制动装置的驱动压差与直皮碗模型的结构设计有关,因此直皮碗的总压缩力 P_m 计算如下:

$$P_m = \frac{\epsilon DEb^3}{4a \left(L + \frac{a}{2} \right)^3} + \frac{-2(-Db + b^2)\epsilon E}{\left[\frac{D^2}{2} + (b^2 - Db)(1 + \nu) \right] D} \quad (3)$$

式中: ϵ 为直皮碗的过盈量,mm; D 为管道内径,mm; E 为直皮碗材料的弹性模量,Pa; b 为单个直皮碗的厚度,mm; a 为直皮碗与管壁有效接触长度,mm; L 为单个直皮碗的唇部长度,mm; ν 为皮碗在压缩过程中的体积变化量,mm³。

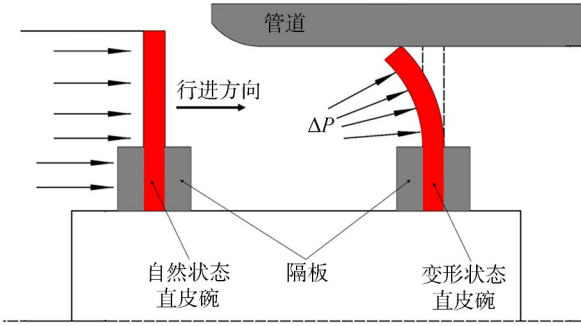


图4 直皮碗受力模型

Fig. 4 Straight leather bowl force model

牵引调速与制动装置的摩擦力 F_f 计算如下:

$$F_f = \mu n P_m \pi D a =$$

$$\left\{ \frac{\epsilon DEb^3}{4a \left(L + \frac{a}{2} \right)^3} + \frac{-2(-Db + b^2)\epsilon E}{\left[\frac{D^2}{2} + (b^2 - Db)(1 + \nu) \right] D} \right\} \mu n \pi D a \quad (4)$$

式中, μ 为摩擦系数, n 为与管壁接触清管器层数。

在纯流体的管道中,流体运行压降产生的原因主要是流体与管道壁面的阻力,即沿程阻力损失。对于设有泄流孔的机器人,产生的压降主要来源于以下3个方面:

- 1) 流体进入装置旁通孔入口时的入口压力损失(入口收缩损失);
- 2) 流体流经装置旁通孔产生的沿程压力损失;
- 3) 流体流出装置旁通孔出口时的出口压力损失(出口膨胀损失)。

以上3部分的损失总和,使流体流经牵引调速与制动装置产生了压降。机器人结构以上3个部分总损失^[17] h_i 可以表示为:

$$h_i = h_f + h_g + h_w \quad (5)$$

式中, h_f 为沿程水头损失, h_g 为管道突然收缩的局部水头损失, h_w 为管道突然扩大的局部水头损失。其中:

$$h_f = \frac{1}{2} K \left(\frac{A_1}{A_2} u_1 \right)^2 \quad (6)$$

式中: A_2 为骨架泄漏通道的横截面积,mm²; K 为损耗

系数。

局部水头损失表示为:

$$h_g = \zeta_n \frac{v^2}{2g} \quad (7)$$

式中, ζ_n 为局部阻力系数。

管道入口收缩阻力损失系数为:

$$\zeta_g = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{A_0}{A_1} \right)^{0.75} \quad (8)$$

式中, A_0 为牵引调速与制动装置和管道之间的最大环形流动面积。

管道出口膨胀阻力损失系数为:

$$\zeta_w = \left(1 - \frac{A_0}{A_1} \right)^2 \quad (9)$$

牵引调速与制动装置运动模型可进一步表示为:

$$m \frac{du}{dt} = \left(\frac{1.025 A_1^2}{A_2^2} - \frac{1}{2} \right) u_1^2 \rho (A_1 - A_2) - \frac{\mu n \pi D^2 a \epsilon E b^3}{4a \left(L + \frac{a}{2} \right)^3} + \frac{2 \mu n \pi a (-Db + b^2) \epsilon E}{\left[\frac{D^2}{2} + (b^2 - Db)(1 + \nu) \right]} \quad (10)$$

由此得到牵引调速与制动装置由于压力损失产生的压差为:

$$\Delta P = \frac{m \frac{du}{dt} + F_f}{A_1} = \left(\frac{1.025 A_1}{A_2^2} - \frac{1}{2 A_1} \right) \frac{u_1^2 \rho}{A_1} \left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right) \quad (11)$$

1.3 调速阀关键结构参数理论分析

目前,调速阀大致分为直流截止阀型、端面旋转阀型和旁通阀型,但端面旋转阀式和旁通阀式不能灵活调节。因此,本文采用直流截止阀式调速阀实现调速,其开度示意图如图5所示。

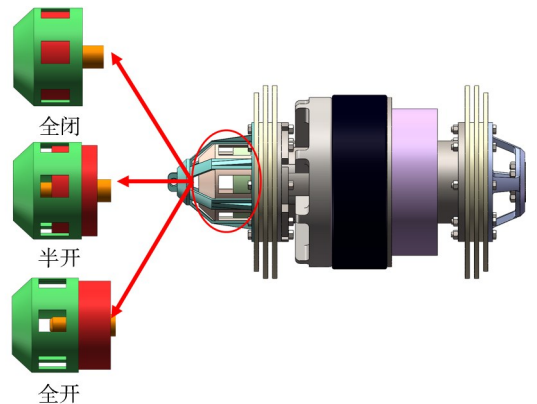


图5 牵引调速与制动装置调速阀开度示意图

Fig. 5 Schematic diagram of speed regulating valve opening of traction speed regulating and braking device

调速阀的关键参数是旁通面积比,即调速阀开度。本文基于牵引调速与制动装置外径和管道内径

确定旁路面积比。牵引调速制动装置与管道之间会有间隙,该部分的溢流率为牵引调速和制动装置的最大溢流率。目前,还没有相关理论来确定最大旁通面积比以指导调速阀的设计。在设计调速阀时,以参考数据^[17]为依据,取最大旁通面积比在合理范围内,再结合实际工况参数,利用多相流软件进行仿真计算。当管壁厚度为 10.2 mm、管道内径为 386.4 mm 时,牵引调速与制动装置的最大外径为管道内径的 93.06%。因此,牵引调速与制动装置的最大外径为 359.6 mm。可以得到 A_0 为:

$$A_0 = \frac{D^2}{4}\pi - \frac{d^2}{4}\pi = \frac{386.4^2}{4}\pi - \frac{359.6^2}{4}\pi \quad (12)$$

式中, d 为牵引调速和制动装置的最大外径。

牵引调速与制动装置的骨架漏通道最大直径为 141.4 mm,旁路面积比为 13.4%。考虑到液压缸等部件将安装在骨架泄流通道中,将最大直径合理扩大 20%后,骨架泄流通道的直径确定为 169.7 mm。

1.4 调速阀调速性能影响因素分析

图 6 为调速阀结构参数示意图。图 6 中: Z 为调速阀的轴向长度,mm; Z_h 为调速阀泄流孔的长度,mm; ϕ 为调速阀的内径,mm; S_z 为 z 轴距离,为调速阀任意一点到调速阀右端距离,m。轴向长度、泄流孔长度和内径将直接影响调速阀的排水能力。根据现有的调速阀,调速阀轴向长度的合理范围为 $0.10D \sim 0.35D$,泄流孔长度的合理范围为 $0.6Z \sim 0.8Z$ 。本文初始选择的调速阀轴向长度为 $0.30D$,即 116.0 mm;泄流孔长度为 $0.7Z$,即 81 mm。调速阀的内径最初与牵引调速和制动装置骨架泄流通道的内径相同,即 $169.7 \text{ mm}^{[18]}$ 。

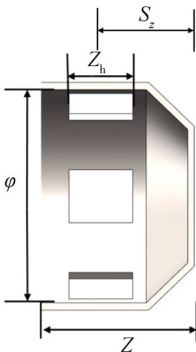


图 6 调速阀结构参数示意图

Fig. 6 Schematic diagram of speed control valve structure parameters

2 牵引调速与制动装置流场数值模拟

2.1 仿真模型

根据实际设计的牵引调速与制动装置结构和尺寸,在满足实际工况的条件下进行适当简化,利用 3 维

建模软件 Solidwork 建立牵引调速与制动装置流场仿真模型^[19],如图 7 所示。

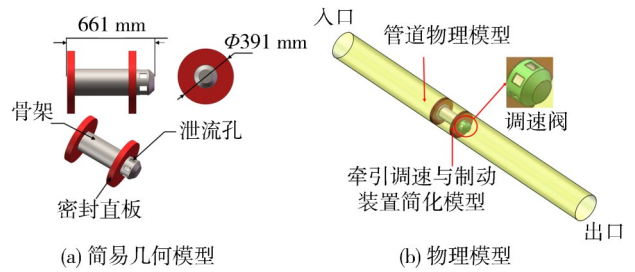


图 7 牵引调速与制动装置流场仿真模型

Fig. 7 Simulation model of traction speed control and braking device flow field

受调速阀泄流孔尺寸的影响,计算结果可能不收敛,甚至发散^[20-22]。因此,在 Fluent 流体仿真软件中,将整个管道内流体域作为第 1 套网格,牵引调速与制动装置流道及其周边有限流体区域作为第 2 套网格,第 3 套网格为不需要进行特殊网格划分的网格,如图 8 (a) 所示。由于长输管线上长达百公里,模拟选用长输管线的适当长度管段,如图 8(b) 所示。相关参数和材料模型设置见表 1。

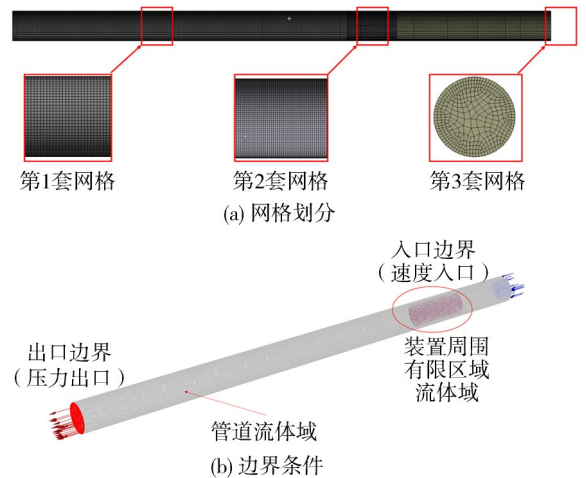


图 8 网格划分与边界条件模型

Fig. 8 Meshing and boundary condition model

表 1 牵引调速与制动装置流场仿真模型参数

Tab. 1 Simulation model parameters of traction speed control and braking device flow field

参数	取值
仿真模型总长/mm	7 000
网格细分	第 1 套网格细分为 15 mm, 第 2 套网格细分为 10 mm, 网格总数 498 258, 单元类型为六面体网格
密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	830
运动黏度/($\text{MPa}\cdot\text{s}$)	0.65
入口速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	1.5
出口压力/MPa	9.8

2.2 仿真结果分析

对可能影响调速性能的3个影响因素进行仿真分析,并探讨这些因素的耦合影响,最终确定调速阀的最佳参数。同时,通过控制调速阀的开度来实现牵引调速与制动装置的速度调节,并进一步分析不同开度下冲刷射流口处流体状态,评价管道冲刷效果。假设牵引调速与制动装置处于静止的理想状态^[23-26]。由于仿真模型过长,后期处理时选取了模型1 700~3 000 mm 区间段的流场进行分析。为研究装置前后压力变化随调速阀结构的变化规律,划定数据采集和

计算区域如图9所示。

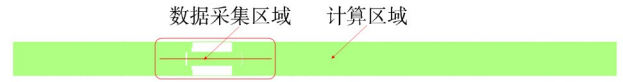


图9 流体域模型

Fig. 9 Fluid domain model

2.2.1 调速阀轴向长度

设置调速阀轴向长度为0.10D、0.15D、0.20D、0.25D、0.30D和0.35D分别进行流场仿真分析,得到压力随调速阀轴向长度变化规律,如图10所示。

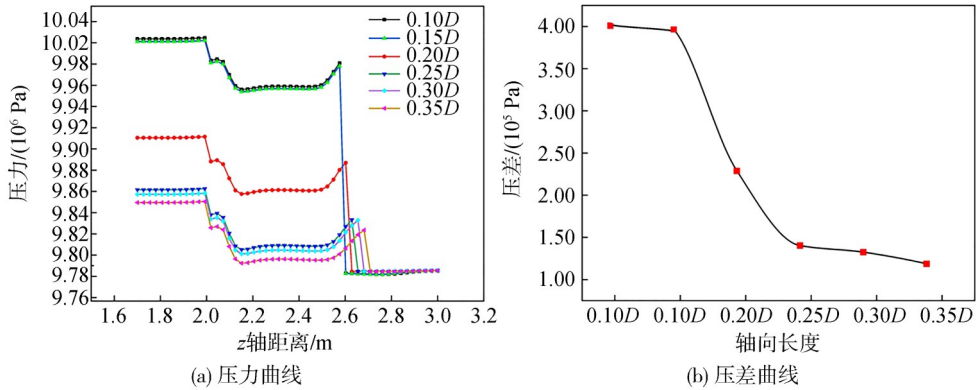


图10 压力随调速阀轴向长度变化规律

Fig. 10 Pressure variations with axial length of the speed control valves

从图10(b)可以看出,装置前后压差整体随着调速阀轴向长度的增加而降低。当调速阀轴向长度在0.10D~0.25D范围内,装置前后压差较大,而泄流降压能力降低,此时增速效果最好。当调速阀轴向长度为0.25D时,装置前后压差仅为0.14 MPa,此时能实现最大的减速效果。当调速阀轴向长度大于0.25D时,继

续改变轴向长度对装置前后泄压影响不大。

2.2.2 调速阀泄流孔长度

在保证调速阀轴向长度为0.35D时,采用泄流孔长度为0.60Z、0.65Z、0.70Z、0.75Z、0.80Z的调速阀分别进行流场仿真分析,得到装置前后压力随调速阀泄流孔长度变化规律如图11所示。

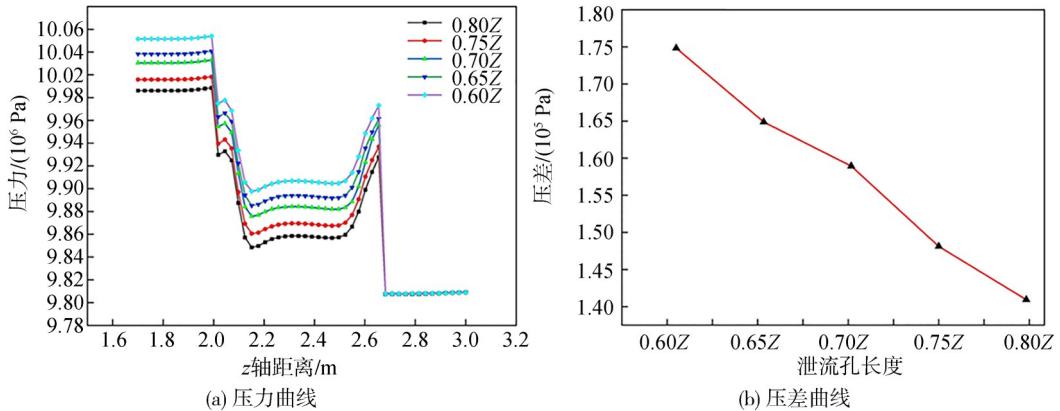


图11 压力随调速阀泄流孔长度变化规律

Fig. 11 Pressure variations with the length of drain hole of speed control valves

从图11(b)可以看出,装置的前后压差随泄流孔长度的增加而降低。当泄流孔长度为0.60Z时,装置前后压差较大,而泄流降压能力降低,此时增速效果最好。当泄流孔长度为0.8Z时,装置前后压差仅为0.136 MPa,此时能实现最大的减速效果。

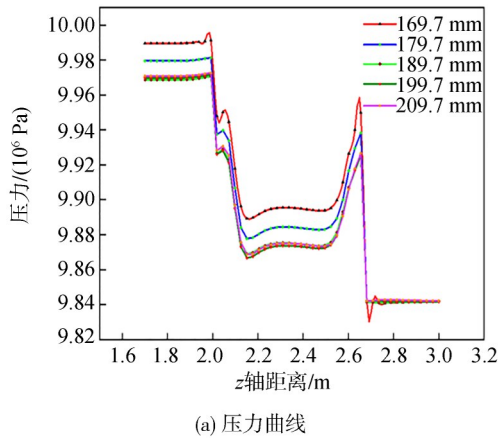
2.2.3 调速阀内径

采用内径为169.7、179.7、189.7、199.7、209.7 mm的调速阀分别进行流场仿真分析,得到装置前后压力随调速阀内径的变化规律,结果如图12所示。

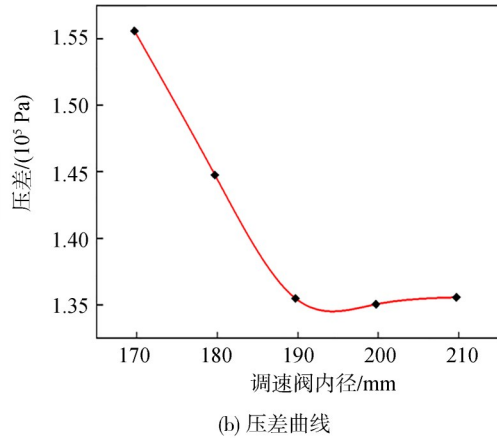
从图12(b)可以看出,装置前后压差随着调速阀

内径的增加而降低。当调速阀内径超过 189.7 mm 后,装置降压能力趋于稳定,再增大内径也不会改变前后压差大小。

由于调速阀内径参数对于装置前后压差影响不



(a) 压力曲线



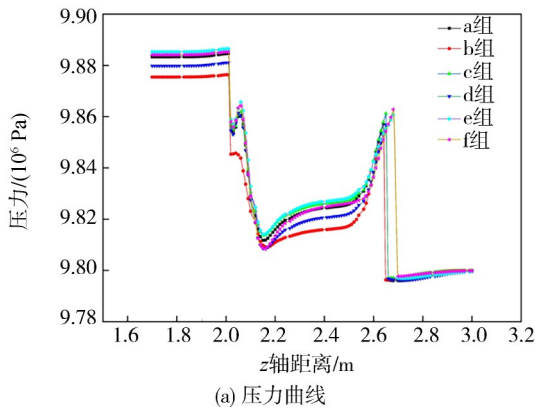
(b) 压差曲线

图 12 压力随调速阀内径变化规律

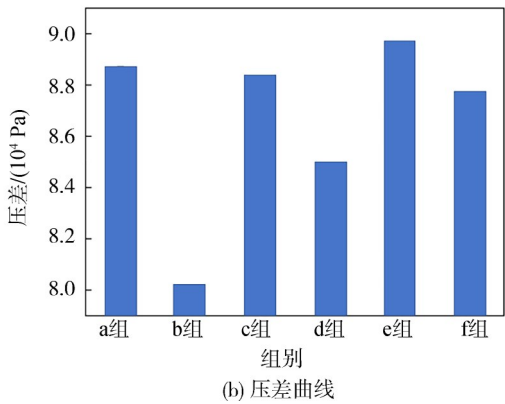
Fig. 12 Pressure variations with the inner diameter of speed control valves

2.2.4 调速阀参数耦合

由于调速阀内径对于装置压差影响不明显,而调速阀轴向长度、泄流孔长度对于装置影响较大,通过仿真分析,优选出以下几组耦合参数进行分析:a组



(a) 压力曲线



(b) 压差曲线

图 13 压力随调速阀耦合参数变化规律

Fig. 13 Pressure variations with coupling parameters of speed control valves

从图 13(b)可以看出:装置前后压差的波动较大。e组(0.35D和0.75Z)前后压差较大,而泄流降压能力最弱,此时增速效果最好;而b组(0.25D和0.80Z)前后压差值最小,泄流降压能力最强,此时能实现最大的减速效果。

实际工况条件下管道智能封堵机器人到达指定封堵段时需要实现最大的减速效果。此时阀门全开,管道智能封堵机器人后端的流体通过装置进入前端,使其前后压差产生的驱动力降低。驱动力降低程度越大,减速效果越明显。因此,基于参数耦合仿真分析结果,优选出b组作为最优结构参数,其具体参数见表2。

明显,调速阀内径和牵引调速与制动装置骨架泄流通道内径一致取 169.7 mm。此时调速阀前后可控压差范围最大,为 0~0.15 MPa,在调速过程中,效果会更加显著。

(0.25D和0.75Z)、b组(0.25D和0.80Z)、c组(0.30D和0.75Z)、d组(0.30D和0.80Z)、e组(0.35D和0.75Z)、f组(0.35D和0.80Z),得到各组装置前后压力变化规律如图 13 所示。

表 2 调速阀最优结构参数

Tab. 2 Optimum structural parameters of speed control valves

参数	取值
阀座外径/mm	180.0
阀座内径/mm	169.7
轴向伸长量/mm	96.6
泄流孔长度/mm	92.8
最大压降/Pa	139 000

3 牵引调速与制动装置节流压降实验

3.1 方案设计

第2节通过仿真得到了调速阀的最优结构参数,为了模拟管道封堵机器人在实际调速制动过程中的调速效果,按照最优结构参数制造调速阀实物,开展不同调速阀开度节流压降实验^[27-29],验证牵引调速与制动装置结构设计的合理性及调速可靠性,具体实验

流程如图14(a)所示。测试装置观测段采用有机玻璃材质,便于实验观察和记录。测试装置实物如图14(b)所示,实验段相关参数见表3。压降实验主要测量参数为装置前后的压力值,实验中保证测试段的出口压力为恒定值0.048 MPa。考虑到实际实验中存在其他因素的影响会导致对无法准确控制入口压力,允许有5%的浮动误差。实验阶段,实验系统流量加载方案如表4所示^[30-31]。

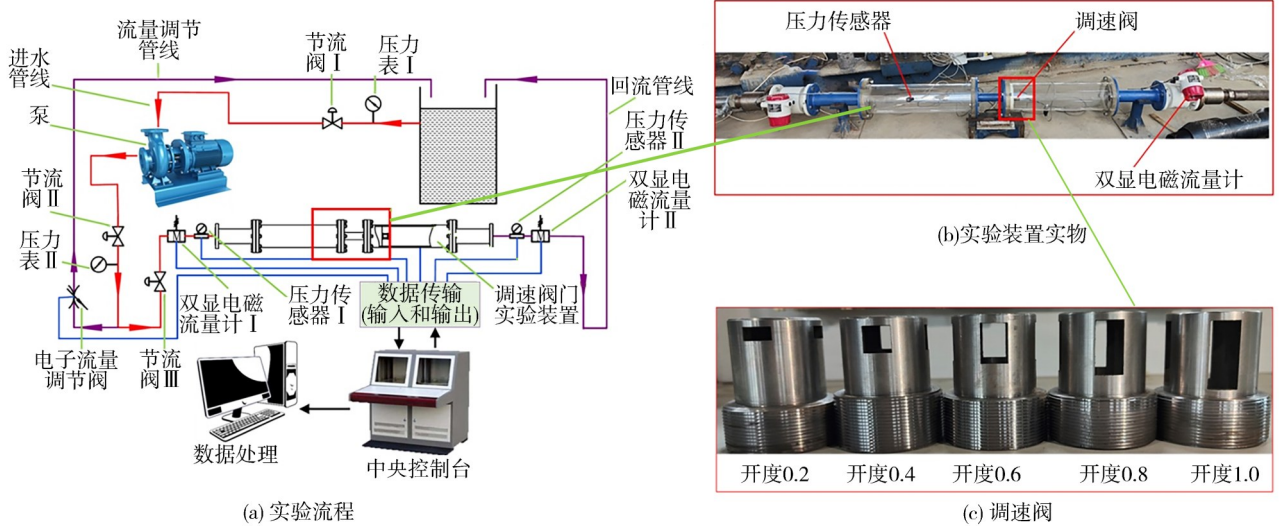


图14 牵引调速与制动装置节流压降实验方案设计

Fig. 14 Experimental program design for throttling pressure drop in traction speed control and braking device

表3 实验装置基本参数

Tab. 3 Basic parameters of the experimental device

参数	取值
旁通管直径/mm	42.3
入口管直径/mm	190.0
出口管直径/mm	190.0
旁通管长度/mm	314.0
入口管长度/mm	760.0
出口管长度/mm	760.0
旁通率/%	13.4

表4 流量加载方式

Tab. 4 Traffic loading mode

序号	流量及压力加载方案	加载结果
1	流量在0~40 m ³ /h范围以10 m ³ /h逐级递增	低流量注入,使整个系统中的管道内充满流体,保证测试段腔体充满流体
2	流量为38~42 m ³ /h,压力为0.045~0.050 MPa	观察测试段出口压力是否达到指定压力区间,入口流量是否达到指定流量值区间,记录入口、出口流量和压力测量值
3	流量在0~40 m ³ /h范围以10 m ³ /h逐级递减	通入流量逐渐减少,直至系统关闭
4	更换开度不同的调速阀进行上述实验	

3.2 结果分析

实验时采用低流量流体灌满整个有机玻璃腔室,当整个腔室被灌满之后,调节流量使其达到40 m³/h,并持续以40 m³/h的流量注入30 s,观察调速阀出口处及整个有机玻璃腔室内的水流情况,实验所用装置如图15(a)所示。

由于开度为0.2的调速阀可能对入口段有机玻璃腔室造成严重的憋压,考虑实验装置的安全性未开展此组实验。

不同开度实验条件下观察到的实验现象如图15(b)所示。

由图15(b)可知:开度为1.0和0.8时,阀门附近的水流与整个有机玻璃腔室内的水流相差不大,对管壁冲刷的水流速度较小,湍流较弱,此时装置前后端的压差较小,减速效果最好,与泄流孔长度为0.8Z时的压力仿真结果接近;开度为0.6和0.4时,阀门附近的水流相比整个有机玻璃腔室内的水流更快,特别是在开度为0.4时,产生的水泡浪花量较大,局部湍流较急,此时的装置前后端的压差较大,增速效果最好、对管道内壁冲刷最好。

实验测量数据见表5。

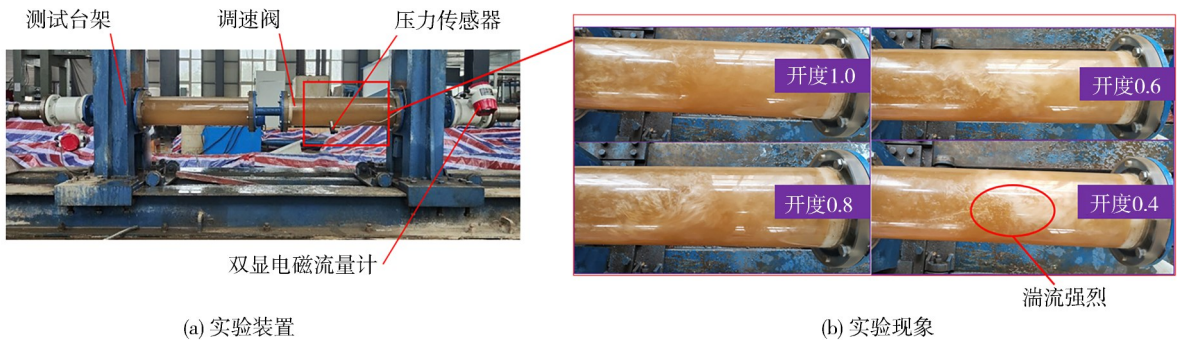


图 15 实验装置和实验现象

Fig. 15 Experimental setup and experimental phenomena

表 5 实验测量数据

Tab. 5 Experimental measurement data

开度	入口流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	入口压力/ MPa	出口压力/ MPa	出口流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)
1.0	39.9	0.128	0.048	39.8
0.8	40.1	0.137	0.046	41.0
0.6	39.2	0.146	0.045	39.6
0.4	39.7	0.220	0.047	39.6

4 结 论

1) 本文设计了一种牵引调速与制动装置,可以达到最大的减速效果,使管道智能封堵机器人快速准确地到达事故管段。牵引调速和制动装置可以在管道内壁射出高速流束,清除管道内壁的污物,防止污物堵塞管道下游。通过对关键结构调速阀分析,确定了调速特性的影响因素。

2) 根据实际工况,模拟了原油管道环境和成品油管道环境。对可能影响调速特性的轴向长度、出油孔长度和内径这 3 个影响因素进行了仿真分析,并耦合分析确定最优参数。分析了不同开度下冲刷喷射口的流体状态,评价管道的冲刷效果。结果表明,随着开口的减小,装置后方射流的流量较高,流速较快,有利于装置前端管壁的冲刷。本文所设计的牵引调速与制动装置有利于将装置前端的杂质冲刷到下游管线,减少管道智能封堵机器人的阻力。

3) 为验证牵引调速与制动装置的调速特性,进行了牵引调速与制动装置的压降原理和功能实验。当调速阀的开度为 0.4 时,调速阀附近的水流速度对管壁的冲刷非常剧烈,会产生大量的水泡和水花,局部湍流迅速,随着开口的增加,调速阀附近的水流对管壁的冲刷越来越小。开度为 1.0 时,设备前后压差最小,牵引调速与制动装置达到最大的减速效果。

后续工作将以仿真以及实验所得牵引调速与制动装置各项结构参数与性能参数为基础,完成管道封

堵机器人整机加工制造,进行系统性工程测试及应用。

参考文献:

- [1] Liu Jianlin, Xu Xiangling, Cheng Yonggui, et al. Interference calculation of foam pigging and its effect on pigging effect [J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2021, 45(2): 111–119. [刘建林, 徐香玲, 程永桂, 等. 泡沫清管器过盈量计算及其对清管效果影响 [J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2021, 45(2): 111–119.]
- [2] Liu Qingyou. Research status and development tendency of the oil and gas in-pipe robot [J]. Journal of Xihua University (Natural Science Edition), 2016, 35(1): 1–6. [刘清友. 油气管道机器人技术现状及发展趋势 [J]. 西华大学学报(自然科学版), 2016, 35(1): 1–6.]
- [3] Yan Hongwei, Ma Jianqiang, Wang Yang, et al. Analysis on structure and plugging performance of self-locking pipeline inner-plugging device [J]. Journal of Safety Science and Technology, 2017, 13(11): 27–33. [闫宏伟, 马建强, 汪洋, 等. 自锁式管道内封堵装置结构与封堵性能分析 [J]. 中国安全生产科学技术, 2017, 13(11): 27–33.]
- [4] Esmailzadeh F, Mowla D, Asemani M. Mathematical modeling and simulation of pigging operation in gas and liquid pipelines [J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2009, 69(1/2): 100–106.
- [5] Wang Wenfei. Study on driving characteristics of fluid-driven pipeline robot [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2011: 20–40. [王文飞. 流体驱动式管道机器人驱动特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011: 20–40.]
- [6] Hao Wenrui, Kan Jiangming. Application of self-tuning fuzzy proportional-integral-derivative control in hydraulic crane control system [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(6): 1687814016655258.
- [7] Chen Xiao, Wu Zhipeng, He Siyu, et al. Passing property design of adaptive support pipeline detection robot [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2018, 49(12): 2953–2962. [陈潇, 吴志鹏, 何思宇, 等. 自适应支撑

- 式管道检测机器人的通过性设计[J].中南大学学报(自然科学版),2018,49(12):2953-2962.]
- [8] Mirshamsi M, Rafeeyan M. Dynamic analysis of pig through two and three dimensional gas pipeline[J]. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2015, 8(1): 43-54.
- [9] Zang Yanxu, Qiu Cheng, Hu Tiehua, et al. Research progress on speed control devices based on bypass valve[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2016, 35(7): 702-708. [臧延旭, 邱城, 胡铁华, 等. 基于泄流阀调速的速度控制装置研究进展[J]. 油气储运, 2016, 35(7): 702-708.]
- [10] Zuo Shishi, Zhang Shuyuan, Lyu Guangyuan, et al. Influence study of bypass valve opening degree on discharge flow field of pig[J]. Pipeline Technique and Equipment, 2021(1): 33-36. [左施施, 张恕远, 吕光远, 等. 旁通阀开度对清管器泄流流场影响研究[J]. 管道技术与设备, 2021(1): 33-36.]
- [11] Lesani M, Rafeeyan M, Sohankar A. Dynamic analysis of small pig through two and three-dimensional liquid pipeline [J]. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2012, 5(2): 75-83.
- [12] He Honggang, Liang Zheng. Speed simulation of pig restarting from stoppage in gas pipeline[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2019, 2019(1): 4036253
- [13] Chen Jianheng, He Limin, Luo Xiaoming, et al. Bypass pigging technology on amelioration of pigging-induced liquid flow: An experimental and modelling study[J]. Ocean Engineering, 2020, 198: 106974.
- [14] Cao Yuguang, Wei Yungang, Tian Hongjun, et al. Finite element analysis of contact stress of foam pig in submarine pipeline[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2019, 43(6): 112-122. [曹宇光, 魏云港, 田宏军, 等. 海底管道中泡沫清管器接触应力有限元分析[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2019, 43(6): 112-122.]
- [15] Li Jianyong, Gao Xinghua, Yang Ze, et al. Speed control device of medium pressure difference drive in-pipe robot[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2016, 40(12): 61-64. [李建永, 高兴华, 杨泽, 等. 介质压差驱动管道机器人速度调控装置的研究[J]. 液压与气动, 2016, 40(12): 61-64.]
- [16] Li Hailian, Luo Chunyang, Tian Yang, et al. Design and research on the plugging and speed regulation device of intelligent plugging robot in pipe[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2022, 50(7): 50-55. [李海连, 罗春阳, 田阳, 等. 管内智能封堵机器人封堵及调速装置设计与研究[J]. 机床与液压, 2022, 50(7): 50-55.]
- [17] Zhou Zhiyong. Design of sealing robot system for oil and gas pipeline leakage[D]. Tianjin: Tianjin University of Technology, 2022: 1-21. [周志永. 面向油气管道泄漏的封堵机器人系统设计[D]. 天津: 天津理工大学, 2022: 1-21.]
- [18] Kan Kan, Xu Zhe, Chen Huixiang, et al. Energy loss mechanisms of transition from pump mode to turbine mode of an axial-flow pump under bidirectional conditions[J]. Energy, 2022, 257: 124630.
- [19] Zhang Hang, Dong Jinhui, Cui Can, et al. Stress and strain analysis of spherical sealing cups of fluid-driven pipeline robot in dented oil and gas pipeline[J]. Engineering Failure Analysis, 2020, 108: 104294.
- [20] Mei Xinxin, Ye Lezhi, Li Desheng, et al. Research on speed regulation performance of self-excited electromagnetic eddy current couplings[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(17): 2074-2079. [梅欣鑫, 叶乐志, 李德胜, 等. 自励式电磁涡流联轴器调速性能研究[J]. 中国机械工程, 2017, 28(17): 2074-2079.]
- [21] Lin Zhenhao, Li Junye, Jin Zhijiang, et al. Fluid dynamic analysis of liquefied natural gas flow through a cryogenic ball valve in liquefied natural gas receiving stations[J]. Energy, 2021, 226: 120376.
- [22] Dai Bo, Zhan Xuming, Xu Wenxing, et al. Research and development of the speed control experimental device for the detector in crude oil pipeline[J]. Process Automation Instrumentation, 2016, 37(11): 69-72. [戴波, 詹旭明, 徐文星, 等. 原油管道内检测器速度控制试验装置的研制[J]. 自动化仪表, 2016, 37(11): 69-72.]
- [23] Zhao Shangma. Design and research on speed regulating device of controllable speed pig[D]. Chengdu: Xihua University, 2018. [赵上马. 可控速清管器调速装置的设计与研究[D]. 成都: 西华大学, 2018.]
- [24] Yang Meng'ou. Study on speed control of detector in long-distance natural gas pipeline[D]. Chengdu: Xihua University, 2018. [杨梦鸥. 天然气长输管道内检测器速度控制研究[D]. 成都: 西华大学, 2018.]
- [25] He Honggang, Liang Zheng. Speed simulation of pig restarting from stoppage in gas pipeline[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2019, 2019(1): 4036253.
- [26] Liang Zheng, He Honggang, Cai Weili. Speed simulation of bypass hole PIG with a brake unit in liquid pipe[J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2017, 42: 40-47.
- [27] Liu Haixiao, He Limin, Chen Jianheng, et al. Research progress of pipeline pigs speed control technology[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2020, 39(6): 2327-2335. [刘海潇, 何利民, 陈建恒, 等. 管道清管器运行速度控制技术的研究进展[J]. 化工进展, 2020, 39(6): 2327-2335.]
- [28] Zhu Xiaoxiao, Wang Wei, Zhang Shimin, et al. Experimental research on the frictional resistance of fluid-driven pipeline robot with small size in gas pipeline[J]. Tribology Letters, 2017, 65(2): 49.

- [29] Hendrix M H W, Graafland C M, van Ostayen R A J. Frictional forces for disc-type pigging of pipelines[J]. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2018, 171: 905–918.
- [30] Zhu Xiaoxiao, Wang Deguo, Yeung H, et al. Comparison of linear and nonlinear simulations of bidirectional pig contact forces in gas pipelines[J]. *Journal of Natural Gas Sci-*

- ence and Engineering*, 2015, 27: 151–157.
- [31] Luan Hongmin. Research on speed control system of inspection equipment in pipeline[J]. *Modern Manufacturing Technology and Equipment*, 2019, 55(5): 50–51. [栾宏民. 管道内检测设备速度控制系统研究[J]. *现代制造技术与装备*, 2019, 55(5): 50–51.]

Research on Traction Speed Regulation and Braking Device of Pipeline Intelligent Plugging Robot

TANG Yang^{1,2}, PI Yunsen^{1,2}, LIU Xiang^{1,2}, WANG Guorong^{1,2}

(1.School of Mechatronic Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China;

2.Energy Equipment Institute, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China)

Abstract:

Objective With increasing pipeline mileage and service time, more pipelines are being damaged due to environmental corrosion and human factors. This damage results in interruptions in transport and leakage of oil and gas, which in turn causes economic losses, environmental pollution, ecological damage, and other safety issues. To quickly address pipeline breakage during oil and gas transportation and to plug pipelines without halting transmission, pipeline intelligent plugging robots must be capable of rapidly and accurately reaching the damaged section and achieving maximum deceleration.

Methods To this end, a DC cut-off valve-type traction speed regulation and braking device for a pipeline intelligent plugging robot is designed. Based on the in-pipe motion model of the robot and analysis of the speed regulation mechanism, a motion mechanism model incorporating the traction speed regulation and braking device is established. Its motion influencing factors are analyzed to determine key parameters affecting speed control characteristics. Using finite element numerical simulation, the speed valve's flow field characteristics are analyzed, examining how the valve seat's axial length, drain length, and internal diameter affect pressure drop. The influence of each parameter on flow and pressure drop is determined to optimize the design. Simulations of the crude oil pipeline plugging robot's motion mechanism are carried out under actual working conditions to identify performance-related factors. Proportional scaling test devices are fabricated for crude oil and refined oil pipeline conditions. Using a power torque system to supply liquid, throttling pressure drop experiments are conducted. Pressure values at varying valve openings are measured to verify the structural design's reliability and effectiveness.

Results and Discussions The results show that the traction speed control and braking device's performance is strongly affected by the structure and shape of the speed control valve. Six different axial elongation values for the valve seat— $0.10D$, $0.15D$, $0.20D$, $0.25D$, $0.30D$, and $0.35D$ (D is the inner diameter of the pipe)—significantly influence pressure drop. As the elongation increases, pressure loss decreases. Likewise, five drain hole lengths— $0.80Z$, $0.75Z$, $0.70Z$, $0.65Z$, and $0.60Z$ (Z is the speed control valve axial length)—exert a significant effect on pressure drop across the device. Longer drain holes lead to lower pressure differentials. In contrast, five inner diameters of the valve seat— $\Phi 169.7$ mm, $\Phi 179.7$ mm, $\Phi 189.7$ mm, $\Phi 199.7$ mm, and $\Phi 209.7$ mm—have a relatively minor effect on pressure drop. After comprehensive analysis, the optimal structural parameters are determined: an axial elongation of 96.7 mm, an inner diameter of 169.7 mm, and a drain hole length of 92.8 mm. This combination yields a pressure loss of 0.139 MPa. As the valve opening decreases, the flow rate and velocity at the device outlet increase. Turbulence intensity also rises, peaking at an opening of 0.4, where high-speed water jets strike the pipeline's inner wall, effectively removing debris and preventing downstream clogging. This also reduces drag on the robot. Conversely, at full opening (1.0), the pressure differential is minimal, enabling the maximum deceleration effect. The study confirms that the designed device enables the robot to achieve efficient pipeline flushing, maintain effective speed regulation, and attain maximum deceleration, thereby fulfilling the plugging task.

Conclusions This study provides a theoretical foundation for the structural design and parameter selection of intelligent pipeline plugging robots. It also offers valuable data and design guidance for fluid-driven pipeline robots equipped with bypass rotary valves.

Key words: pipeline intelligent plugging robot; traction speed regulation and braking device; speed regulation characteristics; speed control valves

(编辑 陈雪)

引用格式: Tang Yang, Pi Yunsen, Liu Xiang, et al. Research on traction speed regulation and braking device of pipeline intelligent plugging robot[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2025, 57(3): 11–20. [唐洋, 皮云森, 刘祥, 等. 管道智能封堵机器人牵引调速与制动装置研究[J]. *工程科学与技术*, 2025, 57(3): 11–20.]