

DOI: 10.3901/JME.2020.23.129

# 考虑流固耦合的管道机器人冲击环焊缝过程 动力学建模与分析\*

张行<sup>1</sup> 崔灿<sup>1</sup> 廖宁生<sup>1,2</sup> 张仕民<sup>1</sup>

(1. 中国石油大学(北京)机械与储运工程学院 北京 102249;  
2. 莱斯大学机械工程系 休斯顿 美国 77251)

**摘要:** 以管道机器人(Pipeline inspection gauge, PIG)为载体的内检测技术是保障油气管道安全运输的重要手段。针对管内高压流体作用下,管道机器人在冲击管内环焊缝过程中产生的动力学行为突变问题。建立了管道周向受限空间中基于 Kelvin 弹簧阻尼的管道机器人密封盘等效动力学模型,结合管道机器人本体建立了多体系管道机器人动力学模型;详细推导了管道机器人轴向振动微分方程,以及管内流体的流动方程;并使用 Matlab/Simulink 与 Adams 进行流固耦合仿真,作为重要的工艺参数之一,研究了管道机器人速度改变时,其在冲击环焊缝过程中的动力学响应情况。结果表明:所建立的密封盘及管道机器人动力学模型能够很好地表征密封盘在管道轴向、径向以及周向的力学特性;运行速度越快,管道机器人通过环焊缝引起的轴向振动越剧烈,冲击振动越明显;而垂向和俯仰振动现象随运动速度增大而显著减弱。

**关键词:** 管道机器人;流固耦合;冲击振动;动力学响应;多体系模型

**中图分类号:** TE973

## Dynamic Modeling and Analysis of Pipeline Inspection Gauge Passing Girth Welds Considering Fluid-solid Coupling

ZHANG Hang<sup>1</sup> CUI Can<sup>1</sup> LIAO Ningsheng<sup>1,2</sup> ZHANG Shimin<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical and Storage and Transportation Engineering, China University of Petroleum (Beijing), Beijing 102249;  
2. Department of Mechanical Engineering, Rice University, Houston, USA 77251)

**Abstract:** Pipeline inner inspection technology based on pipeline inspection gauge (PIG), is the primary means to ensure the safety and reasonable maintenance of oil and gas pipelines. Aiming at the problem of sudden changes in dynamic behavior of the PIG when impacting the girth weld in the pipe under the action of high-pressure fluid. A dynamic model of the sealing disc based on Kelvin spring damping in the circumferentially confined space is established. The PIG system dynamics model is established based on the sealing disc model. The axial vibration differential equations of the overall model and the flow equation are deduced in detail. The fluid-solid coupling simulation of Matlab/Simulink and Adams is carried out. The dynamic response of the PIG to impact the girth weld is studied when the velocity of motion is changed. The results show that the established dynamic model of the sealing disc and pipeline PIG system can well characterize the mechanical properties of the sealing disc and the PIG in the axial, radial and circumferential directions of the pipeline. The faster the PIG moves, the more intense the axial vibration caused by the girth weld, and the more obvious the collision vibration, while the vertical and the pitch vibrations are significantly weakened with the increase of the moving velocity.

**Key words:** pipeline inspection gauge; fluid-solid coupling; shock vibration; dynamic response; multi-system model

## 0 前言

管道是石油、天然气最主要的运输方式,全球

陆上 70% 的石油和 99% 的天然气依靠管道运输<sup>[1]</sup>。油气管道经过长期运营后会因腐蚀、地质运动、管材和施工质量等原因产生缺陷,严重时会导致油气泄漏甚至爆炸等重大事故<sup>[2]</sup>。管道内检测技术是全面检测检验以及评估管道完整性的重要手段,指在不影响管道正常运行前提下,通过载有无损检测设备、里程记录与定位、信号采集与处理及存储

\* 国家自然科学基金(51805542)、中国石油大学(北京)科研启动基金(2462020YXZZ046)和中国石油天然气集团有限公司—中国石油大学(北京)战略合作科技专项(ZLZX2020-05)资助项目。20190711 收到初稿,20200619 收到修改稿

系统的管道机器人(Pipeline inspection gauge, PIG)(图 1a), 对管道腐蚀、变形以及裂纹程度等进行在线检测<sup>[3-5]</sup>。然而, 被测管道内检测数据的精度、里程记录与定位的准确性、管道机器人服役期间的可靠性都与其运行的稳定程度密切相关<sup>[6-8]</sup>。作为管道

机器人的重要组成部分, 聚氨酯密封盘与管道内壁紧密接触形成介质压差以驱动管道机器人(图 1b、c)。密封盘与管壁的动态接触、环焊缝等外部障碍对密封盘的激励以及管内介质流场的变化都会引起管道机器人动力学行为的极大改变<sup>[9-10]</sup>(图 1d)。

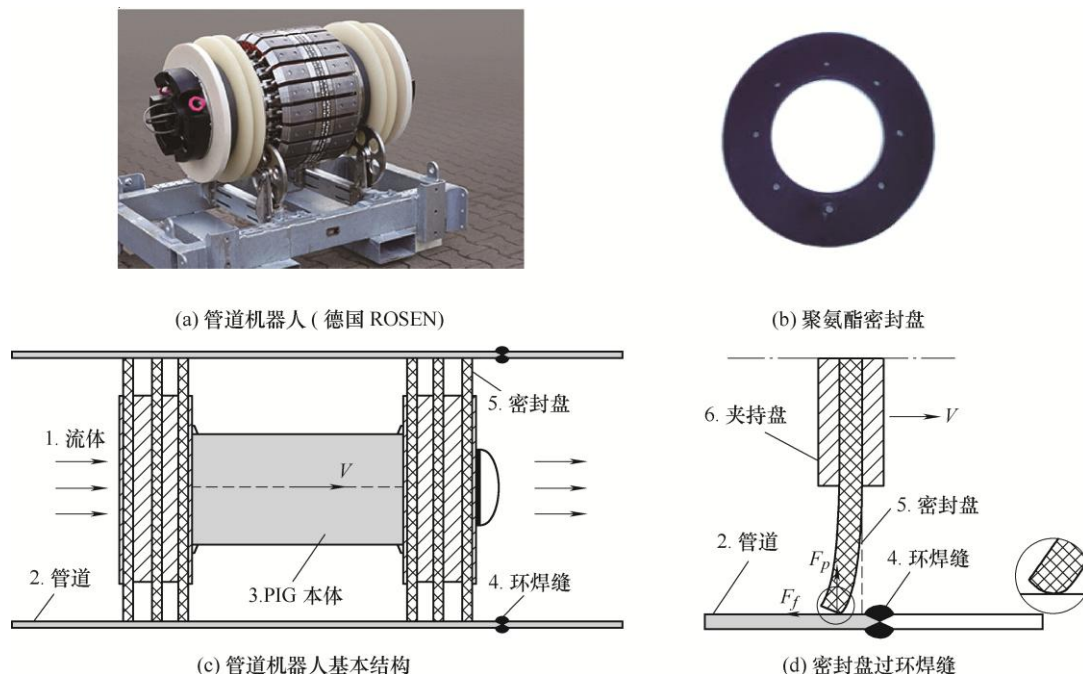


图1 管道机器人基本结构与含环焊缝管道示意图

管内高压流体驱动下的管道机器人冲击环焊缝过程是一个复杂的非线性动力学问题, 管道机器人本体的动力学响应会影响介质流场载荷的大小和分布, 紧靠机器人前后端流场的扰动又将引起压力载荷突变使机器人的速度非线性变化, 进而可能会使流场的变化加剧。管道机器人与管内流体的反馈作用将使管道机器人系统处于特定的耦合振动形态, 导致管道机器人表现出振动叠加等复杂的非线性动力学行为, 进一步加剧了管道机器人的非线性振动响应。在长距离管道内检测作业过程中, 由环焊缝激励引起的频繁轴向振动不但影响内检测数据的准确性, 还会造成管道机器人结构的振动疲劳, 使部分功能失效, 甚至导致管道机器人解体, 极大地缩短了其服役周期<sup>[11-12]</sup>。

MCDONALD 等<sup>[13]</sup>先开始研究管道清理机器人在多相流管道中的运动规律。此后, NIECHELE 等<sup>[14]</sup>学者推导了海洋立管脱水操作与输气变径管道两种工况下管内流体的流动方程, 耦合 PIG 线性动力学模型使用数值求解方法, 得到了管内流体压力、质量流量以及 PIG 运动速度的变化规律。ESMAEILZADEH 等<sup>[15-17]</sup>建立了管道清管工作中流体介质与 PIG 的运动模型, 在特定的初始和边界条件下, 求得了 PIG 位置、上游最佳输送流量以及完

成清管所需时间等工艺参数。李涛等<sup>[18]</sup>根据 OLGA 的动态仿真结果, 选择了合适的进口气体流量和出口压力, 保证了分离器能在清管前后正常工作。NGUYEN 等<sup>[19-21]</sup>对天然气管道中旁通阀调速清管器的动力学模型进行了系统研究, 使用数值方法分析了清管器运动速度、驱动流体压力以及流体流速的变化情况。HENDRIX 等<sup>[22]</sup>研究了带旁通阀的管道机器人运动速度与前后压降系数的关系。以上学者对管内流体的流动方程进行了详尽推导, 但是在进行流固耦合分析时均将 PIG 看作一个刚性整体, 忽略了 PIG 的多体动力学特性, 对其动力学响应分析不够深入, 尤其是通过环焊缝等典型管内障碍时 PIG 自身动力学行为的变化特性更是未见研究。

AKSENOV 等<sup>[23-24]</sup>建立了管道机器人的二维自振荡模型, 求解了特定模型参数的管道内检测机器人自激振动频率与幅值。MIRSHAMSI 等<sup>[25-27]</sup>将 PIG 本体视作为由多个刚性单元组成的链状体, 对每个单元应用牛顿第二运动定律建立了 PIG 动力学模型, 并与 PIG 本体为质点模型的运动速度变化规律进行了对比, 同时研究了 PIG 长度对其运动速度的影响。TOLMASQUIM 等<sup>[28-29]</sup>研究了管道机器人的设计与测试问题, 以提高内检测运动稳定性。董洁楠<sup>[30]</sup>

使用 Fluent 流体仿真软件, 分析了管道机器人在原管道内的清管作业过程, 得出了介质流场的流速和压力变化规律。白港生等<sup>[31]</sup>推导了管道漏磁检测过程中管道机器人运动速度的计算公式, 从气体泄漏和密封盘磨损两方面分析了产生误差的原因。史冬岩等<sup>[32-33]</sup>使用有限元分析方法对管道机器人在液体驱动下产生振动的原因进行了分析。张行等<sup>[34-35]</sup>针对管道机器人运行过程中与环焊缝的冲击碰撞问题, 进行了不同尺寸密封盘通过管道内环焊缝的牵拉试验, 结果表明在环焊缝激励下管道机器人产生了数十倍于稳定运行时的幅值振动响应。上述学者采用理论分析或试验方法深入研究了 PIG 的动力学问题, 但所建立的动力学模型并不完善, 弱化了密封盘与管壁动态接触作用这一关键因素, 同时忽略了流体作为实际驱动介质所带来的影响。

管道机器人冲击环焊缝的过程属于管内流体、弹性密封盘与刚性管道环焊缝三者间的耦合问题, 是管道机器人动力学行为研究的基础核心内容之一, 掌握管内介质流场、管道机器人与含环焊缝管道相互耦合作用时, 管道机器人的动力学响应特性对管道机器人的优化设计及内检测作业质量的提升具有重要意义。本文提出了一种基于 Kelvin 弹簧阻

尼的管道机器人密封盘等效动力学模型以及管道机器人系统的非线性动力学模型, 同时建立管内高压原油介质的流动方程, 使用 Matlab/Simulink 和 Adams 软件进行流固耦合仿真, 研究了不同运行速度的管道机器人冲击环焊缝时沿管道轴向、垂向和俯仰加速度的时频域响应情况。

## 1 管道机器人动力学模型

图 2a 表示基于 Kelvin 弹簧阻尼的密封盘等效多体动力学模型, 该模型将连续体密封盘等效为由多组质量块和刚性摆杆组成的离散系统。外圈为管道, 中心区域为 PIG 本体。质量块与 PIG 本体通过径向 Kelvin 弹簧阻尼连接, 刚度阻尼系数为:  $k_1$ ,  $c_1$ , 质量块只有沿管内径向的平动自由度。粗实线表示摆杆, 摆杆与摆杆间通过周向 Kelvin 弹簧阻尼连接, 刚度阻尼系数为:  $k_2$ ,  $c_2$ 。摆杆铰接于质量块上具有绕  $y$  轴的转动自由度, 摆杆与质量块通过轴向 Kelvin 弹簧阻尼连接, 刚度阻尼系数为:  $k_3$ ,  $c_3$ 。图 2b 为密封盘等效模型在管道内左侧剖视图, 图中表示了第 1 和  $i$  号质量块摆杆系统的运动状态, 摆杆有绕  $y$  轴转角  $\alpha_1$ 、 $\alpha_i$ , 质量块有径向位移  $r_1$ 、 $r_i$ 。

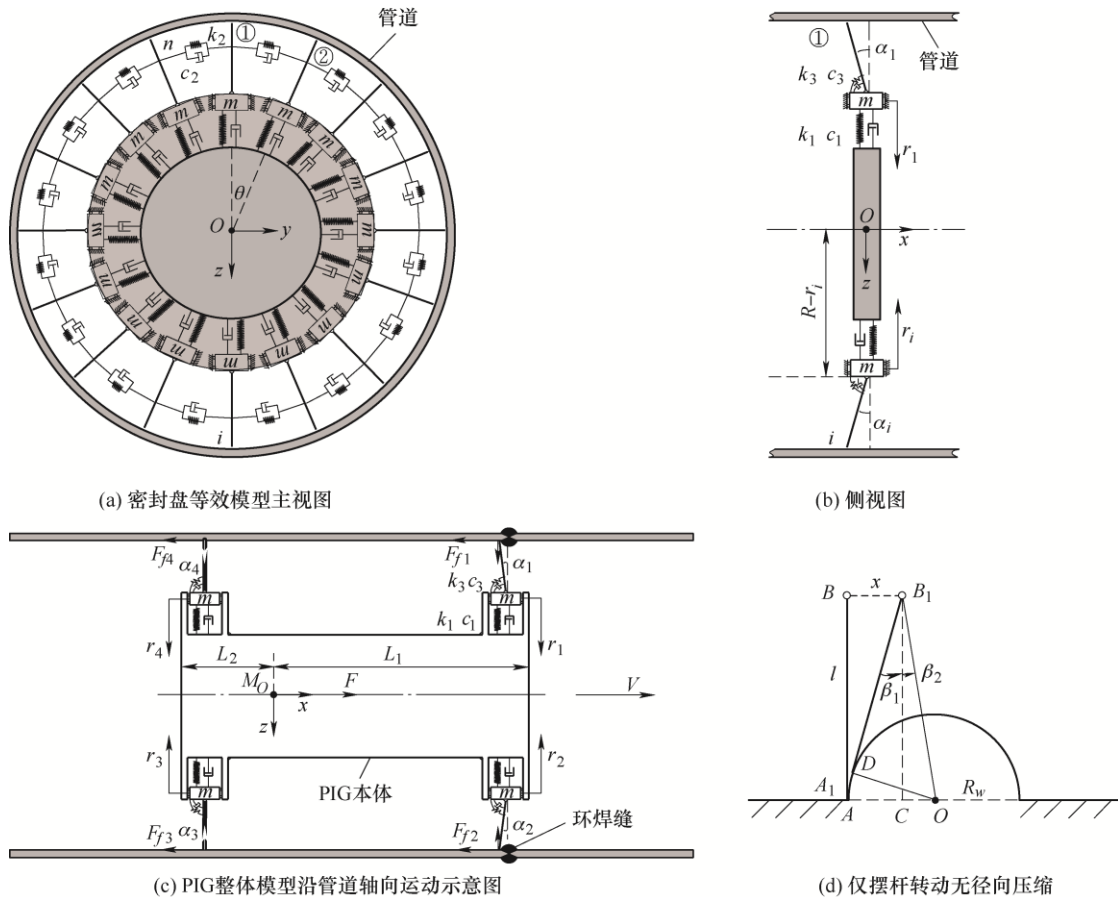


图 2 密封盘等效模型与 PIG 整体动力学模型

管道机器人轴向动力学特性可以通过图 2c 所示的多体动力学模型进行定性分析, 模型质心位于  $M_O$  点, 质心距模型前后端距离分别为:  $L_1$  和  $L_2$ ,  $F_f$  表示各摆杆受到的摩擦力, 驱动力  $F$  作用于质心。在该二维对称模型中, 广义坐标选取为: 刚性本体沿轴向位移  $x$ , 质量块位移  $r_1, r_2, r_3, r_4$ , 摆杆转角  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ 。由于在管道内密封盘的弯曲形变更为显著, 假设径向弹簧刚度远大于轴向弹簧刚度, 整体模型在通过环焊缝时质量块无径向位移, 仅靠摆杆转动通过环焊缝, 如图 2d 所示。

根据图 2d 求得, 当整体模型在轴向有  $x$  位移时, 对应的摆杆转角  $\beta$  为

$$\beta = \arcsin\left(\frac{R_w}{l} \cos\left(\arctan \frac{R_w - x}{l}\right)\right) - \arctan \frac{R_w - x}{l} \quad (1)$$

系统动能为

$$T = \frac{1}{2} M \dot{x}^2 + \frac{1}{6} M_1 l^2 \dot{\alpha}_1^2 + \frac{1}{6} M_2 l^2 \dot{\alpha}_2^2 + \frac{1}{6} M_3 l^2 \dot{\alpha}_3^2 + \frac{1}{6} M_4 l^2 \dot{\alpha}_4^2 \quad (2)$$

系统势能为

$$U = \frac{1}{2} k_3 (\alpha_1 - \beta)^2 + \frac{1}{2} k_3 (\alpha_2 - \beta)^2 + \frac{1}{2} k_3 \alpha_3^2 + \frac{1}{2} k_3 \alpha_4^2 \quad (3)$$

系统能量耗散函数为

$$D = \frac{1}{2} c_3 (\dot{\alpha}_1 - \dot{\beta})^2 + \frac{1}{2} c_3 (\dot{\alpha}_2 - \dot{\beta})^2 + \frac{1}{2} c_3 \dot{\alpha}_3^2 + \frac{1}{2} c_3 \dot{\alpha}_4^2 \quad (4)$$

代入拉格朗日方程

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (i=1, 2, \dots, k) \quad (5)$$

求得整体模型轴向振动微分方程

$$M \ddot{x} + c_3 (\dot{\alpha}_1 - \dot{\beta}) \frac{\partial(-\dot{\beta})}{\partial \dot{x}} + c_3 (\dot{\alpha}_2 - \dot{\beta}) \frac{\partial(-\dot{\beta})}{\partial \dot{x}} + k_3 (\alpha_1 - \beta) \frac{\partial(-\beta)}{\partial x} + k_3 (\alpha_2 - \beta) \frac{\partial(-\beta)}{\partial x} = F \quad (6)$$

$$\frac{1}{3} M_1 l^2 \ddot{\alpha}_1 + c_3 (\dot{\alpha}_1 - \dot{\beta}) + k_3 (\alpha_1 - \beta) = F_{f1} \quad (7)$$

$$\frac{1}{3} M_2 l^2 \ddot{\alpha}_2 + c_3 (\dot{\alpha}_2 - \dot{\beta}) + k_3 (\alpha_2 - \beta) = F_{f2} \quad (8)$$

$$\frac{1}{3} M_3 l^2 \ddot{\alpha}_3 + c_3 \dot{\alpha}_3 + k_3 \alpha_3 = F_{f3} \quad (9)$$

$$\frac{1}{3} M_4 l^2 \ddot{\alpha}_4 + c_3 \dot{\alpha}_4 + k_3 \alpha_4 = F_{f4} \quad (10)$$

## 2 管内流体模型

### 2.1 流体的动量方程

图 3 为管道内流体微元示意图, 中间区域为流体介质, 流动方向沿  $x$  轴正向。HGL 表示瞬时水力坡度线,  $z$  为海拔高度, 管道横截面积为  $A$ 。

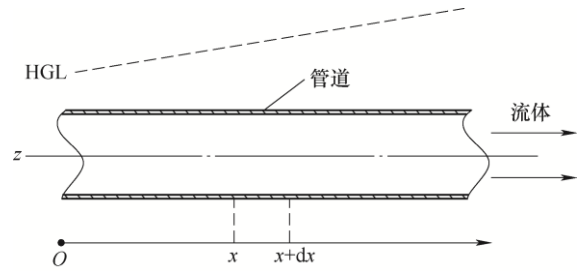


图 3 流体微元示意图

在  $x$  位置处, 假设流体流量为  $Q$ , 等效水头为  $H$ 。在  $x+dx$  处流体流量为  $Q + \frac{\partial Q}{\partial x} dx$ , 压力水头为  $H + \frac{\partial H}{\partial x} dx$ , 式中  $\frac{\partial Q}{\partial x}$  和  $\frac{\partial H}{\partial x}$  分别表示流量和水头对位置的偏导, 以  $x$  轴正向为增大方向。

图 4 表示流体微元的受力示意图, 前后表面分别受到  $F_1$  和  $F_2$  作用, 由于摩擦产生的壁面摩擦力为  $s$ , 图中两个正压力可表示为

$$F_1 = (H - z) \gamma A \quad (11)$$

$$F_2 = \left( H + \frac{\partial H}{\partial x} \Delta x - z \right) \gamma A \quad (12)$$

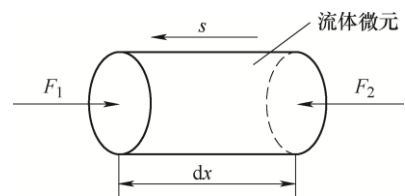


图 4 流体微元受力示意图

定管径稳定状态不可压缩流体的切向力可表示为

$$s = \frac{\gamma}{8g} f V^2 \pi D \Delta x \quad (13)$$

式中,  $g$  为重力加速度;  $f$  为达西摩擦因子;  $V$  为管

内流体的平均流速;  $D$  为管道直径。忽略管道截面积随位置的变化量, 沿管内流体流动方向的合力可表示为

$$\Sigma F = F_1 - F_2 - s \quad (14)$$

将各作用力表达式代入上式可得

$$F = (H - z)\gamma A - \left( H + \frac{\partial H}{\partial x} \Delta x - z \right) \gamma A - \frac{\gamma}{8g} f V^2 \pi D \Delta x \quad (15)$$

根据牛顿第二运动定律有

$$F = m \frac{dV}{dt} \quad (16)$$

对应流体微元的质量可表示为

$$m = \frac{\gamma}{g} A \Delta x \quad (17)$$

流速相对于时间的微分形式可表示为

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} \quad (18)$$

由于流速随时间的变化率远大于流速随位置的变化率, 故  $V \frac{\partial V}{\partial x}$  可以忽略, 同时将  $V^2$  改写成的  $|V|V$  矢量形式, 将式(16)~(18)代入式(15)化简得

$$\frac{\partial V}{\partial t} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f|V|V}{2D} = 0 \quad (19)$$

将上式改写为流速  $V$  和压力  $P$  的形式, 则一维流体的动量方程可表示为

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{f|V|V}{2D} = 0 \quad (20)$$

## 2.2 流体的连续性方程

同时考虑流体控制体的运动和形变量, 则流体的连续性方程可表示为

$$\int_{C.V.} \frac{\partial \rho}{\partial t} dv + \int_{C.S.} \rho V_b dA + \int_{C.S.} \rho V_r n dA = 0 \quad (21)$$

式中,  $C.V.$  为控制体;  $C.S.$  为控制体表面;  $\rho$  为流体密度;  $dv$  为微元体积;  $V_b$  为控制体边界流速;  $V_r$  为流体流速与控制体边界流速的相对速度;  $V$  为流体的实际流速;  $n$  为面积增量的外法线方向。

将上式改写为微分形式

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (AdL) + \rho \frac{\delta v}{\delta t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho V) dLA = 0 \quad (22)$$

式中,  $A$  为管道的横截面积;  $\delta v$  为由于管道膨胀引起的体积增量;  $dL$  为管道微元长度。

由于管道膨胀引起的体积增量  $\delta v$  可表示为

$$\delta v = AdL \left( \frac{1 - \mu^2}{E} \right) \left( \frac{\delta P d}{e} \right) \quad (23)$$

式中,  $\mu$  为管材泊松比,  $E$  为管材杨氏模量,  $\delta P$  为压力增量,  $d$  为管道内径,  $e$  为管道壁厚。

将体积增量表达式代入微分形式的流体连续性方程, 可得

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (AdL) + \rho AdL \left( \frac{1 - \mu^2}{E} \right) \frac{dP}{dt} \frac{d}{e} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho V) dLA = 0 \quad (24)$$

上式可化简为

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \left( \frac{1 - \mu^2}{E} \right) \frac{dP}{dt} \frac{d}{e} + \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{V}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad (25)$$

上式中  $\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial t} + V \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) = \frac{1}{\rho} \frac{d}{dt}$ , 同时,

$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\rho}{K} \frac{dP}{dt}$ , 式中  $K$  为流体的体积模量。因此有

$$\frac{dP}{dt} \left[ \frac{1}{K} + \left( \frac{1 - \mu^2}{E} \right) \frac{d}{e} \right] + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (26)$$

令  $\frac{1}{\rho c^2} = \left[ \frac{1}{K} + \left( \frac{1 - \mu^2}{E} \right) \frac{d}{e} \right] = \frac{1}{K} \left[ 1 + \frac{K c_1 d}{E e} \right]$ , 其中  $c$

为波速,  $c_1 = (1 - \mu^2)$ , 则上式可化简为

$$\left[ \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial x} V \right] + \rho c^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (27)$$

由于压力随时间的变化率远大于压力随位置的变化率, 故  $\frac{\partial P}{\partial x} V$  可以忽略, 则流体的连续性方程可表示为

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \rho c^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (28)$$

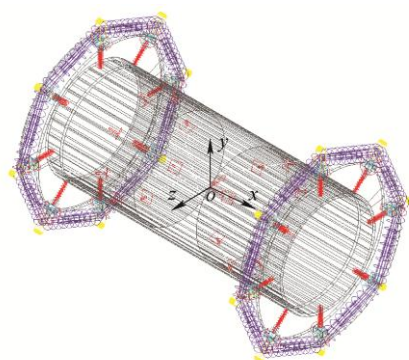
## 3 流固耦合模型与联合仿真

### 3.1 Adams 动力学模型

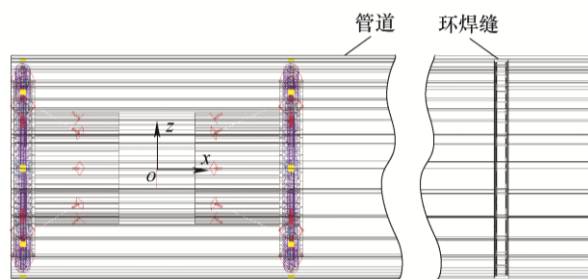
依据所建立的理论模型, 使用 Adams 动力学分析软件建立 PIG 仿真模型, 如图 5a 所示。

该仿真模型包括前后两个密封盘模型, 每个密封盘模型由 8 组质量块摆杆系统组成。全局坐标系原点位于模型质心处, 重力方向沿全局坐标系  $z$  轴负向, PIG 模型在管内轴向速度沿全局坐标系  $x$  轴正向。该 PIG 模型具有 38 个自由度, 每个摆杆具有绕各自旋转副的转动自由度, 每个质量块具有沿滑移副的平动自由度, PIG 本体具有沿全局坐标系三个轴的平动和转动自由度, 模型主要设计参数如表 1 所示, 模型前 8 阶模态对应频率如表 2 所示。初始时刻 PIG 位于水平管段左侧, 管道固定, 环焊缝位于管道中间段位置(图 5b)。摆杆与管道内壁为实体对实体接触设置, 静摩擦系数为 0.3, 动摩擦系数为 0.25。





(a) PIG 仿真模型



(b) PIG 仿真模型与含环焊缝管道

图 5 Adams 中的仿真模型

表 1 PIG 仿真模型的主要设计参数

参数	数值
管道内径/mm	150
环焊缝高度/mm	2
环焊缝长度/mm	10
模型长度/mm	200
模型质量/kg	3.14
径向弹簧刚度/(N mm <sup>-1</sup> )	50
径向弹簧阻尼/(N s mm <sup>-1</sup> )	0.01
轴向弹簧刚度/(N mm (°) <sup>-1</sup> )	20
轴向弹簧阻尼/(N mm s (°) <sup>-1</sup> )	0.01
周向弹簧刚度/(N mm <sup>-1</sup> )	50
周向弹簧阻尼/(N s mm <sup>-1</sup> )	0.01

表 2 PIG 仿真模型的前八阶模态频率

模态阶数	数值
一阶模态/Hz	1.84×10 <sup>-13</sup>
二阶模态/Hz	5.34×10 <sup>-8</sup>
三阶模态/Hz	2.75
四阶模态/Hz	38.55
五阶模态/Hz	40.77
六阶模态/Hz	63.55
七阶模态/Hz	67.25
八阶模态/Hz	470.16

### 3.2 流体方程的求解方法

使用盒式有限差分法来求解流体的动量和连续性方程。将求解空间离散化为图 6 所示的  $x$ - $t$  平面，空间中的每一个节点  $(x, t)$  均有与之对应的压力和流

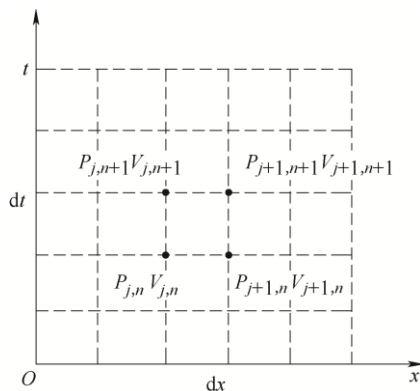


图 6 求解空间划分

速状态量:  $P_{j,n}$  和  $V_{j,n}$ , 其中  $j$  代表位置层数,  $n$  代表时间层数。

压力和流速相对于时间的偏微分形式可近似的用差分格式来表示

$$\frac{\partial P}{\partial t} = \frac{(P_{j+1,n+1} + P_{j,n+1} - P_{j+1,n} - P_{j,n})}{2\Delta t} \quad (29)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} = \frac{(V_{j+1,n+1} + V_{j,n+1} - V_{j+1,n} - V_{j,n})}{2\Delta t} \quad (30)$$

为了保证数值解算的稳定性, 对位置的偏微分格式进行近似时, 引入权重系数  $\theta$  取值为 0.6, 引入权重系数后的差分格式变为

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\theta}{\Delta x} (P_{j+1,n+1} - P_{j,n+1}) + \frac{1-\theta}{\Delta x} (P_{j+1,n} - P_{j,n}) \quad (31)$$

$$\frac{\partial V}{\partial x} = \frac{\theta}{\Delta x} (V_{j+1,n+1} - V_{j,n+1}) + \frac{1-\theta}{\Delta x} (V_{j+1,n} - V_{j,n}) \quad (32)$$

将以上差分格式代入流体的动量和连续性方程得

$$(P_{j+1,n+1} - P_{j,n+1}) + \alpha_j (V_{j+1,n+1} + V_{j,n+1}) = \beta_j \quad (33)$$

$$(P_{j+1,n+1} + P_{j,n+1}) + \gamma_j (V_{j+1,n+1} - V_{j,n+1}) = \delta_j \quad (34)$$

上式中

$$\alpha_j = \frac{\rho_j \Delta x}{2\Delta t \theta}$$

$$\beta_j = \alpha_j (V_{j,n} + V_{j+1,n}) - \frac{1-\theta}{\theta} (P_{j+1,n} - P_{j,n}) -$$

$$\frac{f \rho_j \Delta x}{4D\theta} (|V_{j+1,n}| V_{j+1,n} + |V_{j,n}| V_{j,n})$$

$$\gamma_j = \frac{2\Delta t \rho_j c^2 \theta}{\Delta x}$$

$$\delta_j = (P_{j,n} + P_{j+1,n}) - \gamma_j \frac{(1-\theta)}{\theta} (V_{j+1,n} - V_{j,n})$$

以上  $n+1$  时刻的  $j$  和  $j+1$  点对应的  $P, V$  均未知, 故此时的未知量有四个, 方程个数两个。假设初始时刻流场为定常流动状态, 同时给定入口的压力和流速条件, 即可完成对流体方程的求解。

### 3.3 流固耦合仿真的建立

使用 Matlab/Simulink 建立如图 7 所示的流固耦合求解程序, 流体方程由编写的 Fluid Function 模块求解, 流固耦合仿真中流体介质选用高压原油, 标准状态下密度  $860 \text{ kg/m}^3$ , 动力黏度  $0.0172 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ , 入口压力  $3 \text{ MPa}$ 。流固耦合联合仿真过程在 Simulink

中进行, 同时调用 MSC/Adams 观察 PIG 动力学模型的运动状态, 联合仿真步长设为  $0.001 \text{ s}$ , Adams 动力学软件选用 Wstiff 求解器, 积分格式选用 SI2, 以此提高对速度和加速度的计算精度。流固耦合仿真流程如图 8 所示。

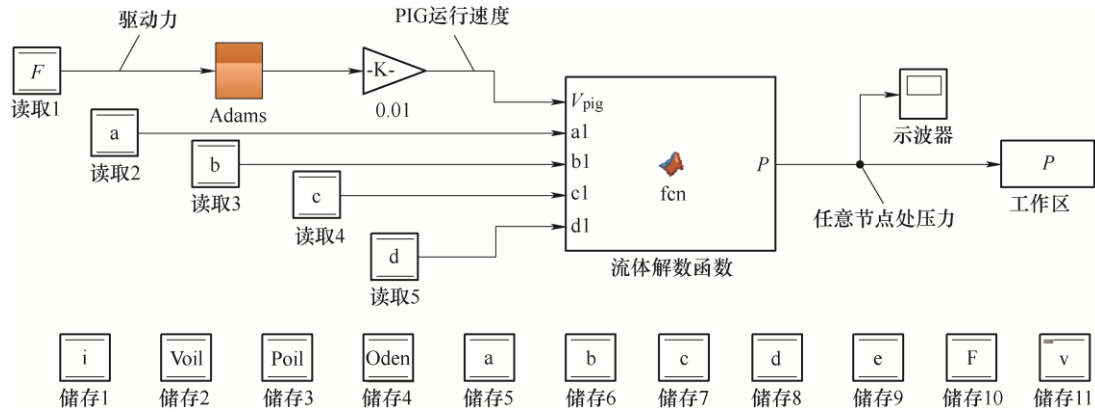


图 7 流固耦合求解程序

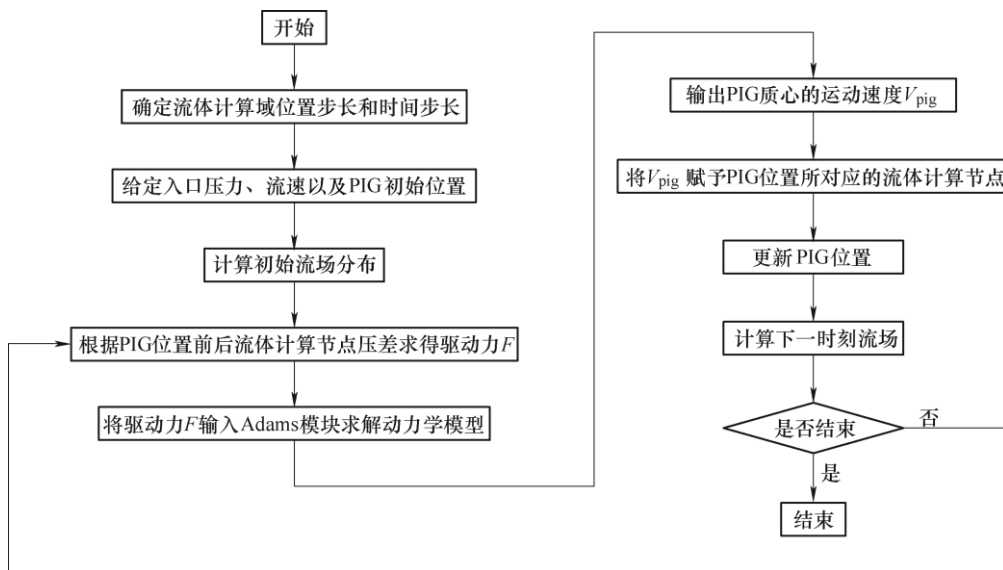


图 8 流固耦合仿真流程图

管道机器人的运行速度是管道清管或内检测最重要的工艺参数之一, 使 PIG 维持合理的运动速度才能达到良好的内检测或清管效果。为研究不同速度时 PIG 冲击环焊缝的动力学响应, 选取  $2 \text{ m/s}$ 、 $3 \text{ m/s}$ 、 $4 \text{ m/s}$  三组运动速度, 进行流固耦合仿真求解 PIG 沿管道轴向、垂向和俯仰加速度的时频域响应情况。

## 4 结果与分析

### 4.1 PIG 质心沿管道轴向加速度分析

图 9a 表示 PIG 以  $2 \text{ m/s}$  的速度冲击环焊缝时,

其质心沿管道轴向加速度的时程曲线。初始段 PIG 沿轴向已处于稳定运动状态, 当 PIG 的前密封盘与环焊缝接触时, PIG 轴向受阻加速度反向迅速增大, 最高达  $-12.92 g$ 。PIG 速度降低导致后端流体压力升高, 为其提供更大的驱动力使轴向加速度正向增大, 当前密封盘与环焊缝脱离时轴向加速度达到最大值  $2.57 g$ 。由局部图可以看出, 前密封盘通过环焊缝后轴向加速度的衰减表现为宽幅振荡, 振荡区间高度约为  $0.8 g$ ; 后密封盘通过环焊缝后轴向加速度的衰减表现为窄幅振荡, 振荡区间高度显著减小为  $0.2 g$ 。图 9b 表示运动速度  $2 \text{ m/s}$  时质心轴向加速度的幅频曲线, 图中存在很多谐振峰值, 最大幅值为

0.25 g, 对应的峰值频率为 17.58 Hz, 且主要频率成分集中于 0~100 Hz 范围内。

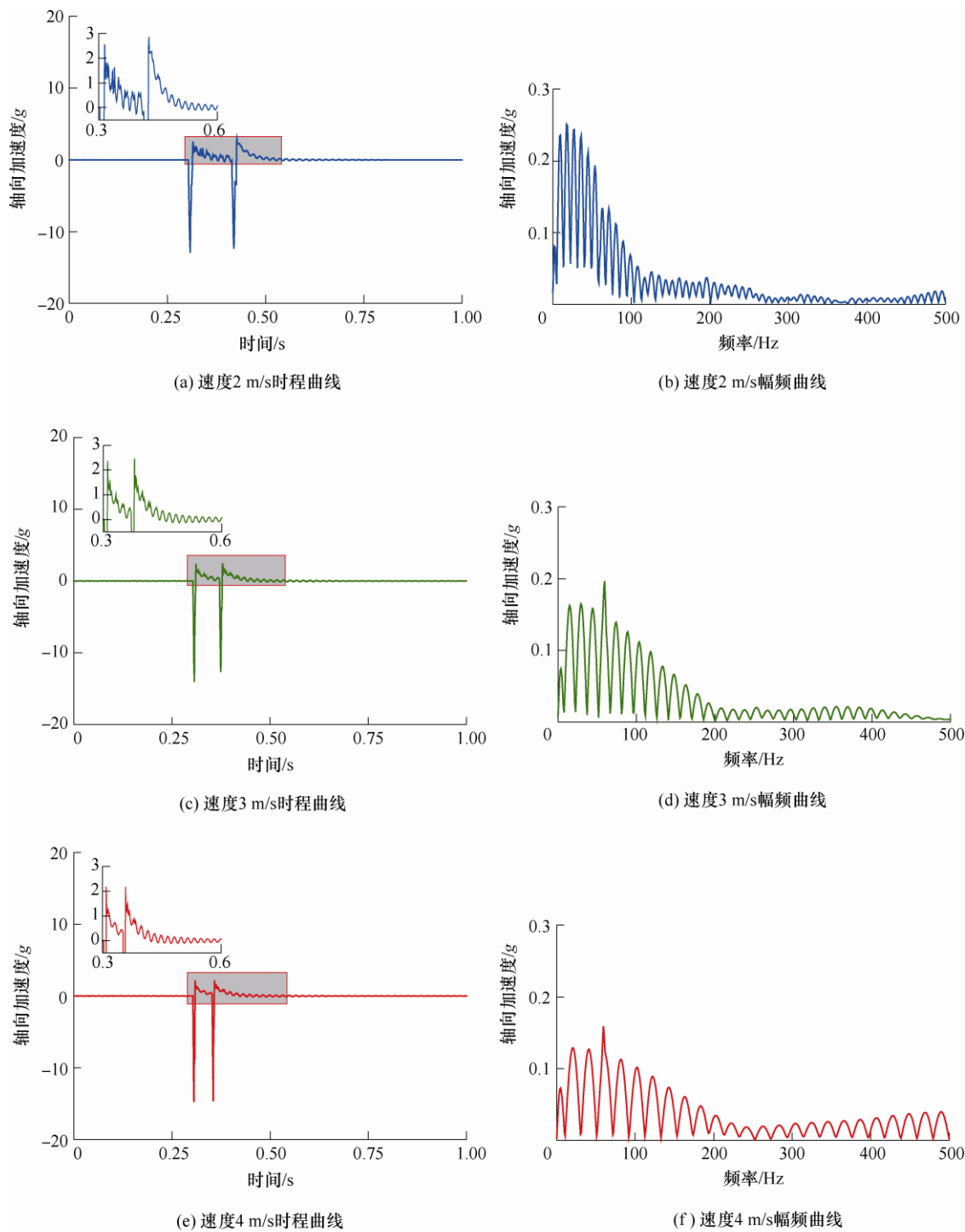


图9 速度不同时 PIG 质心沿管道轴向加速度的时频域响应

由图 9a、9c 和 9e 可以看出, PIG 以不同速度冲击环焊缝引起的轴向加速度变化形式相同。速度越快冲击过程引发的加速度极值有所增大, 但通过环焊缝后轴向加速度衰减更快, 振荡区间高度明显收窄。对比图 9b、9d 和 9f 可知, 速度越慢激发的谐振峰值频率越多。速度越快, 0~200 Hz 的低频段成分幅值明显减小, 而 300~500 Hz 的高频段成

分幅值有所增大。

#### 4.2 PIG 质心俯仰加速度分析

图 10a 表示 PIG 以 2 m/s 的速度冲击环焊缝时, 其质心绕 y 轴俯仰加速度的时程曲线。前后密封盘冲击环焊缝时均会引起俯仰加速度的脉冲突变, 但与轴向加速度的衰减不同, 俯仰加速度的衰减过程表现为往复振荡形式。图 10b 表示 PIG 以 2 m/s 的



速度冲击环焊缝时, 其质心绕  $y$  轴俯仰加速度的幅频曲线。其中最大峰值频率为  $96.68 \text{ Hz}$ , 对应幅值为  $3.62 \times 10^3 (^{\circ})/\text{s}^2$ 。

如图 10a、10c 和 10e 所示, PIG 速度越快, 冲击

环焊缝时引起的俯仰振动越弱, 振动幅值减小的同时衰减速度更快。由图 10b、10d 和 10f 可知, PIG 速度越快, 俯仰加速度幅频图的峰值越小, 峰值频率维持于  $96.68 \text{ Hz}$ , 速度越快激发出的高阶谐振成分越少。

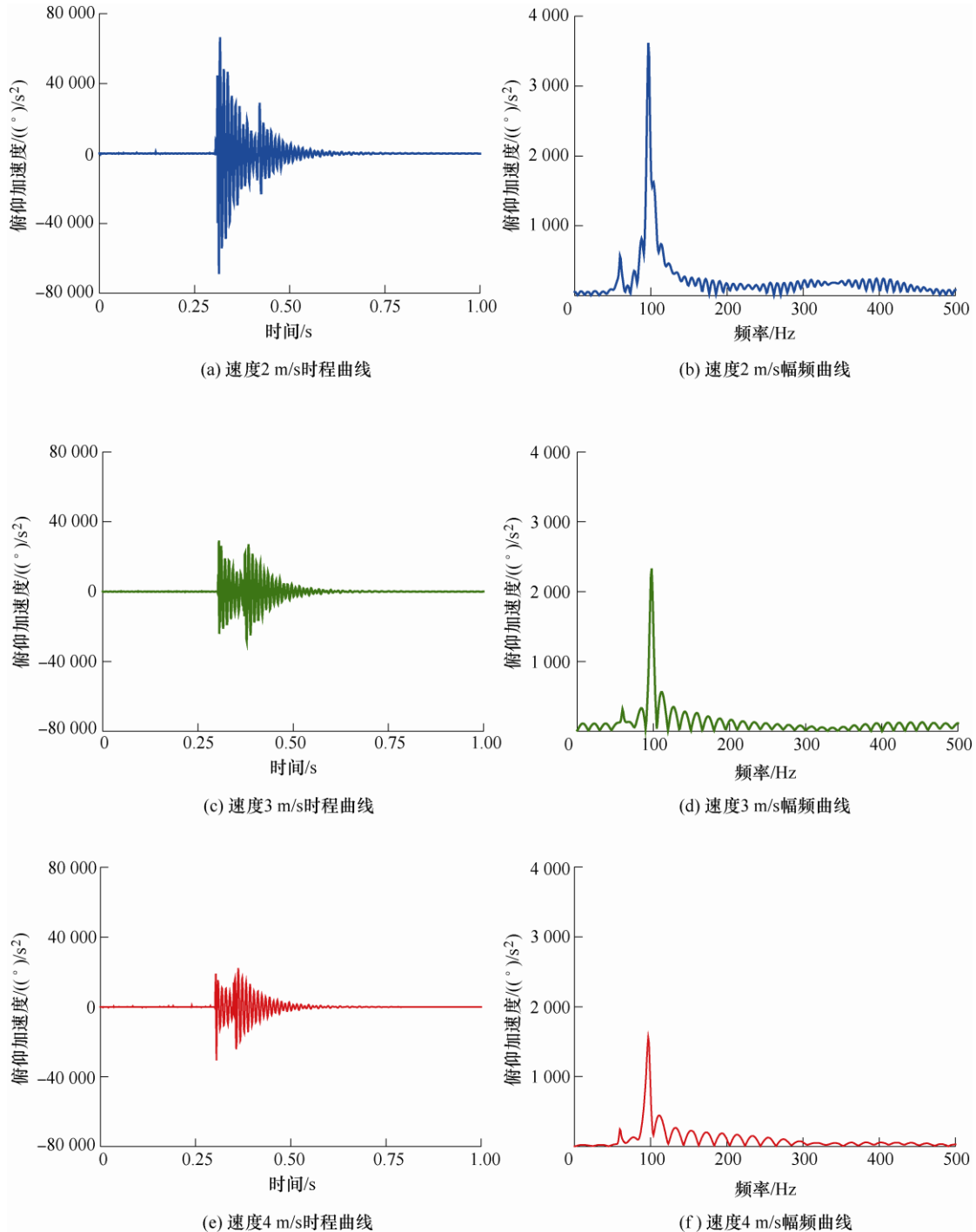


图 10 速度不同时 PIG 质心绕  $y$  轴俯仰加速度时频域响应

#### 4.3 PIG 质心沿管道垂向加速度分析

图 11a 表示 PIG 以  $2 \text{ m/s}$  的速度冲击环焊缝时, 其质心沿管道垂向加速度的时程曲线。当 PIG 的前密封盘与环焊缝接触时, 垂向加速度先减小后增大。当密封盘与环焊缝脱离接触后, 垂向加速度达到最

大值  $7.28 \text{ g}$ , 之后由于系统阻尼作用出现往复振荡衰减。后密封盘通过环焊缝引起的垂向振动, 明显弱于前密封盘。图 11b 表示速度  $2 \text{ m/s}$  时质心垂向加速度的幅频曲线, 图中最大幅值为  $0.30 \text{ g}$ , 对应的峰值频率为  $60.55 \text{ Hz}$ 。

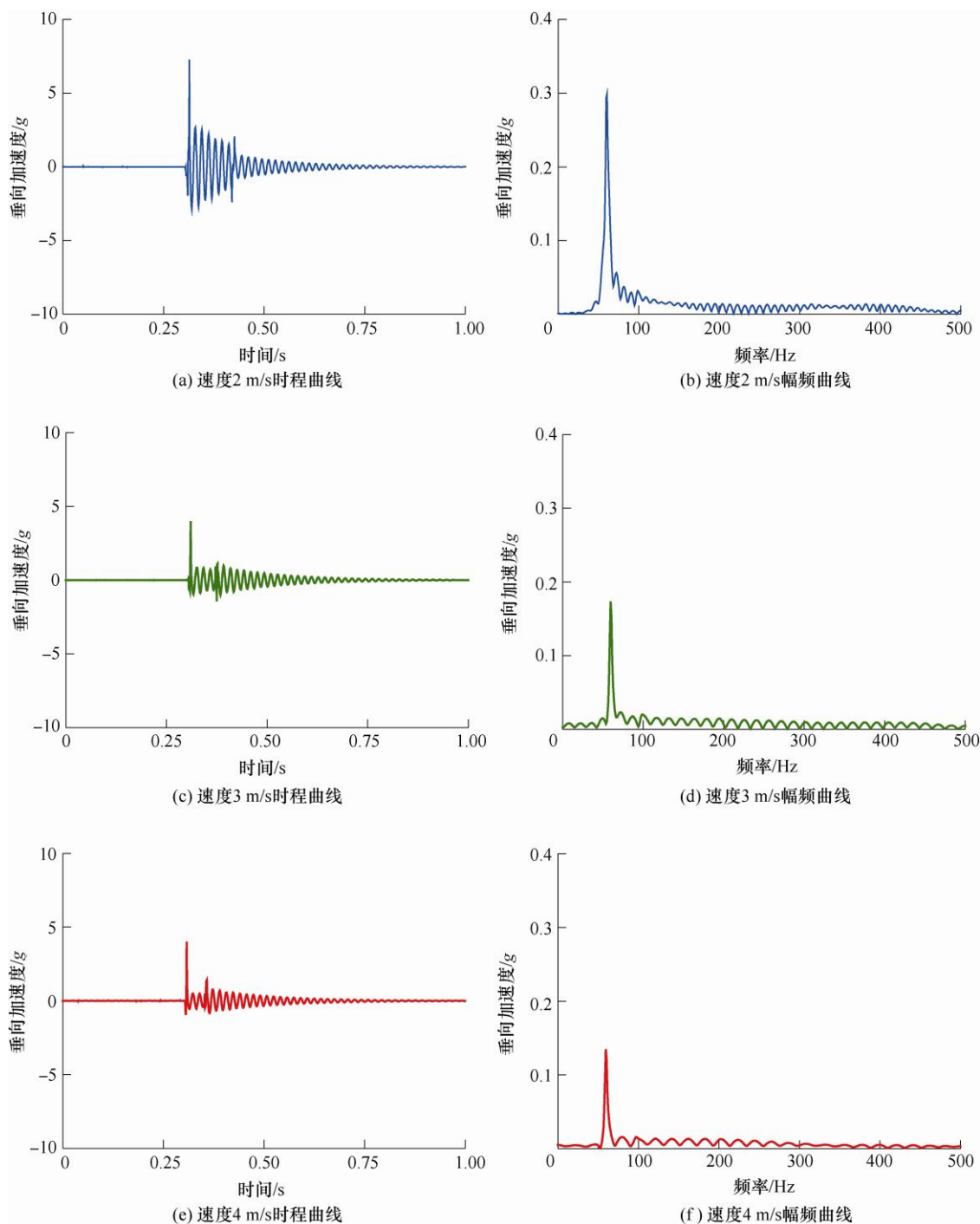


图 11 速度不同时 PIG 质心沿管道垂向加速度时频域响应

对比图 11a、11c 和 11e, PIG 速度越快冲击环焊缝时引起的垂向振动越弱, 衰减速度越快。由图 11b、11d 和 11f 可知, PIG 速度越快, 垂向加速度幅频图中的峰值越低, 对应的峰值频率维持于 59.57 Hz。同时可以看出, 速度越小会激发更多的谐振频率。

## 5 结论

针对管内高压流体作用下管道机器人冲击环焊缝的动力学响应问题, 本文首次建立了基于 Kelvin

弹簧阻尼的密封盘等效动力学模型以及管道机器人系统的非线性动力学模型。经过流固耦合仿真验证, 本模型可以较好地描述管道机器人聚氨酯密封盘在沿管道轴向、周向和径向的形变特性; 同时考虑了流体介质作为实际驱动载荷带来的影响, 实现了管道机器人与管内高压流体的互反馈作用过程。

PIG 在管内高压原油介质驱动下以不同速度冲击环焊缝过程中, 管道机器人本体会产生明显的冲击振动现象。其质心轴向、垂向和俯仰加速度时程曲线均能看到显著的脉冲突变与振荡衰减过程, 其

中轴向振动最剧烈。对于垂向和俯仰加速度而言, 前密封盘通过环焊缝时引起的振动峰值更高。PIG 通过环焊缝后, 轴向加速度的衰减过程表现为单向振荡, 而垂向和俯仰加速度的衰减过程为往复振荡。为维持管道机器人在合理的速度区间内, 避免速度突变引起的冲击碰撞, 有必要增设速度控制模块, 实现管内作业过程中的速度自适应调控。

### 参 考 文 献

- [1] 郑洪龙, 黄维和. 油气管道及储运设施安全保障技术发展现状与展望[J]. 油气储运, 2017, 36(1): 1-7.  
ZHENG Honglong, HUANG Weihe. Development status and prospect of safety insurance technologies for oil & gas pipelines and storage and transportation facilities[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2017, 36(1): 1-7.
- [2] CALEYO F, GONZÁLEZ J L, HALLEN J M. A study on the reliability assessment methodology for pipelines with active corrosion defects[J]. International Journal of Pressure Vessels & Piping, 2002, 79(1): 77-86.
- [3] EGE Y, CORAMIK M. A new measurement system using magnetic flux leakage method in pipeline inspection[J]. Measurement, 2018, 123: 163-174.
- [4] 闵希华, 杨理践, 王国庆, 等. 长输油气管道弱磁应力内检测技术[J]. 机械工程学报, 2017, 53(12): 19-27.  
Min Xihua, YANG Lijian, WANG Guoqing, et al. Internal detection technology of weak magnetic stress in long-distance oil and gas pipeline[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(12): 19-27.
- [5] MINGJIANG X, ZHIGANG T. A review on pipeline integrity management utilizing in-line inspection data[J]. Engineering Failure Analysis, 2018, 92: 222-239.
- [6] LI X, ZHANG S, LIU S, et al. An experimental evaluation of the probe dynamics as a probe pig inspects internal convex defects in oil and gas pipelines[J]. Measurement, 2015, 63: 49-60.
- [7] SHI Y, ZHANG C, LI R, et al. Theory and application of magnetic flux leakage pipeline detection[J]. Sensors, 2015, 15(12): 31036-31055.
- [8] ZHAO G, LIANG Z, ZHAO H, et al. Failure analysis of high-drop pipeline in the process of dewatering[J]. Engineering Failure Analysis, 2013, 33: 139-150.
- [9] ZHU X X, ZHANG S M, LI X L, et al. Numerical simulation of contact force on bi-directional pig in gas pipeline: at the early stage of pigging[J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2015, 23: 127-138.
- [10] ZHU X X, WANG D G, YEUNG H, et al. Comparison of linear and nonlinear simulations of bidirectional pig contact forces in gas pipelines[J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2015, 27(part\_P1): S187551001530113X.
- [11] 何杨年. 输气管道内检测救援方案研究与应用[J]. 油气田地面工程, 2017, 36(1): 73-76.  
HE Yangnian. Research and application of inspection and rescue plan in gas pipeline[J]. Oil-Gasfield Surface Engineering, 2017, 36(1): 73-76.
- [12] 汪春付. 输气管道内检测器断裂丢失及救援回收[J]. 油气储运, 2018, 37(1): 116-120.  
WANG Chunfu. Detector breakage loss in gas pipeline and rescue and recovery[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2018, 37(1): 116-120.
- [13] MCDONALD A, BAKER O. Multiphase flow in pipelines[J]. The Oil and Gas Journal, 1964, 62(27): 118-119.
- [14] NIECHELE A O, BRAGA A M B, AZEVEDO L F A. Transient pig motion through non-isothermal gas and liquid pipelines[C]// Proceedings of the 2000 International Pipeline Conference, October 1-5, 2000, Calgary, Canada.
- [15] ESMAEILZADEH F, MOWLA D, et al. Mathematical modeling and simulation of pigging operation in gas and liquid pipelines[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2009, 69(1): 100-106.
- [16] SOLGHAR A, DAVOUDIAN M. Analysis of transient PIG motion in natural gas pipeline[J]. Mechanics & Industry, 2012, 13(5): 293-300.
- [17] DUAN R X, YU D, WU H H, et al. Optical method for flow patterns discrimination, slug and pig detection in horizontal gas liquid pipe[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2013, 32: 96-102.
- [18] 李涛, 宗媛, 朱德闻. 基于 OLGA 软件的湿气管道清管动态分析[J]. 油气储运, 2016, 35(5): 526-529.  
LI Tao, ZONG Yuan, ZHU Dewen. Dynamic analysis of wet gas pipeline pigging based on OLGA[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2016, 35(5): 526-529.
- [19] NGUYEN T, KIM S B, YOO H R, et al. Modeling and simulation for pig with bypass flow control in natural gas pipeline[J]. Journal of Mechanical Engineering and Technology, 2001, 15(9): 1302-1310.
- [20] NGUYEN T T, YO H R, RHO Y W, et al. Velocity control of PIG using bypass flow in natural gas pipeline[C]// 2001 IEEE International Symposium on

- Industrial Electronics Proceedings, 2001, 2: 863-868.
- [21] NGUYEN T T, KIM D K, RHO Y W, et al. Dynamic modeling and its analysis for PIG flow through curved section in natural gas pipeline[C]// Computational Intelligence in Robotics and Automation, 2001.
- [22] HENDRIX M, LIANG X, BREUGEM W, et al. Characterization of the pressure loss coefficient using a building block approach with application to by-pass pigs[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2017, 150: 13-21.
- [23] AKSENOV D V, SHCHERBAKOV V I, LESHCHENKO V V. Self-oscillation of flaw-detection equipment for arterial gas pipelines[J]. Chemical and Petroleum Engineering, 2012, 48(6): 364-371.
- [24] AKSENOV D V, SHCHERBAKOV V I, LESHCHENKO V V. Selection of structural parameters of an inspection pig for arterial oil and gas pipelines from conditions of dynamics[J]. Chemical and Petroleum Engineering, 2013, 49(4): 265-269.
- [25] MIRSHAMSI M, RAFEEYAN M. Velocity control of pipeline pig using the QFT method[J]. Oil Gas Science Technology, 2012, 67(4): 693-701.
- [26] MIRSHAMSI M, RAFEEYAN M. Dynamic analysis of pig through two and three-dimensional gas pipeline[J]. Journal of Applied Fluid Mechanical, 2015, 8(1): 43-54.
- [27] MIRSHAMSI M, RAFEEYAN M. Dynamic analysis and simulation of long pig in gas pipeline[J]. Journal of Natural Gas Science Engineer, 2015, 23(3): 294-303.
- [28] TOLMASQUIM S T, NIECKELE A O. Design and control of pig operations through pipelines[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2008, 62(3-4): 102-110.
- [29] PODGORBUNSKIKH A M, LOSKUTOV V E. Improving the quality of diagnostics of gas-main pipelines by using a device for automated control of the velocity of pig flaw detectors[J]. Russian Journal of Nondestructive Testing, 2008, 44(5): 334-342.
- [30] 董洁楠. 皮碗清管器在输油管道中的数值模拟[D]. 大庆: 东北石油大学, 2014.
- DONG Jienan. Numerical simulation of the PIG in oil pipeline[D]. Daqing: Northeast Petroleum University, 2014.
- [31] 白港生, 黄凯, 季峰, 等. 漏磁腐蚀检测器在输气管道中的运行速度分析[J]. 管道技术与设备, 2003(5): 13-14.
- BAI Gangsheng, HUANG Kai, JI Feng, et al. Analysis of operation speed of magnetic flux leakage detector in gas transmission pipeline[J]. Pipeline Technique and Equipment, 2003(5): 13-14.
- [32] SHI D, XU Y, WASIM M K H, et al. Fluid-solid coupling numerical analysis of dynamic vibration characteristics of the pipeline inspection gauge (PIG) in the pipeline[C]// Inter-noise and Noise-con Congress and Conference Proceedings. Institute of Noise Control Engineering, 2017, 255(7): 261-269.
- [33] REN H, SHI D, XU Y, et al. Research on dynamics and vibration response in pipeline inspection gauge (PIG) based on the CEL method[C]// INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings. Institute of Noise Control Engineering, 2017, 255(7): 56-67.
- [34] ZHANG H, ZHANG S, LIU S, et al. Chatter vibration phenomenon of pipeline inspection gauges (PIGs) in natural gas pipeline[J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2015, 27(11): 1129-1140.
- [35] ZHANG H, ZHANG S, LIU S, et al. Measurement and analysis of friction and dynamic characteristics of PIG's sealing disc passing through girth weld in oil and gas pipeline[J]. Measurement, 2015, 64(3): 112-122.
- 
- 作者简介: 张行, 男, 1988 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为油气管道特种机器人设计理论与服役可靠性。  
E-mail: zhanghang@cup.edu.cn, zhanghang25@126.com