

# 往复压缩机管系脉动分析与抑制方法研究

李子卫, 巴鹏, 张秀珩, 董超存

(沈阳理工大学 机械工程学院, 沈阳 110159)

**摘要:** 针对压缩机传统缓冲器对管路脉动抑制效率低的问题, 基于 ANSYS 有限元分析软件对压缩机管路系统进行流体压力脉动分析与模态分析, 对管路系统结构进行优化。压力脉动分析结果表明, 缓冲器进口添加侧支吸纳器后, 管路系统的压力脉动得到抑制。模态分析结果表明, 由于管路的机械固有频率落在压缩机固有频率共振区内, 增加防振管夹后可以提高管路的机械固有频率, 从而避开压缩机激发态共振区, 有效地控制了压缩机管路系统的振动。

**关键词:** 往复式压缩机; 管路振动; 压力脉动; 模态分析

中图分类号: TH45

文献标志码: A DOI:10.3969/j.issn.1003-1251.2024.04.008

## Study on Pulsation of Reciprocating Compressor Piping and Method for Suppression

LI Ziwei, BA Peng, ZHANG Xiuheng, DONG Chaocun

(Shenyang Ligong University, Shenyang 110159, China)

**Abstract:** In order to improve the weak suppression of pipeline pulsation caused by the traditional buffer of compressor, and the analyses of the fluid pressure pulsation and the modal of the compressor pipeline system are carried out based on ANSYS finite element analysis software, the structure of the pipeline system is optimized. The results of analysis of pressure fluctuation show that the pressure fluctuation of the pipeline system is suppressed after the side branch absorber is added to the inlet of the buffer. The results of modal analysis show that since the mechanical natural frequency of the pipeline falls in the natural frequency resonance zone of the compressor, it can be increased by adding the anti-vibration pipe clamp, so as to avoid the excited state resonance region of the compressor and effectively control the vibration of the compressor pipeline system.

**Key words:** reciprocating compressor; piping vibration; pressure pulsation; modal analysis

往复压缩机是压缩并输送工艺介质的重要过程装备, 广泛应用于石油、化工、航空、航天等领域<sup>[1]</sup>。管路系统是压缩机设备的重要组成部分, 其在使用过程中经常会出现振动问题。引发管路振动主要有两个原因: 一是由于压缩机在工作时间歇性吸排气, 使气流的速度和压力呈现周期性变化, 形成气流脉动, 当该气流遇到弯管、异径等元件会产生较强的激振力, 从而引发管路振动; 二是当管路系统的机械固有频率与压缩机自身的激发频率

相等或相近时, 管路系统会发生共振<sup>[2]</sup>。振动会导致压缩机工作效率大大降低, 不仅对经济产生很大的影响, 还会产生人员伤亡<sup>[3]</sup>。因此, 对压缩机管路脉动抑制及振动控制的研究尤为重要。

目前, 诸多学者对往复压缩机振动问题进行了研究。邵敏强等<sup>[4]</sup>设计了一种动力吸振装置, 能有效控制飞机液压出油管路的振动。门晓苏等<sup>[5]</sup>、鄢曙光等<sup>[6]</sup>基于流体仿真软件 (FLUENT) 对孔板消减气流脉动进行了研究, 结果表明, 孔板

对气流脉动的消减能力随孔板内角绝对值增大而增大,当孔径比为0.3~0.5时能有效抑制气流脉动,并得出理想孔径比为0.5。储乐平等<sup>[7]</sup>设计了一种外插管型容-管-容压力脉动衰减装置,可有效抑制气流脉动。宋傲磊<sup>[8]</sup>依据美国石油学会出版的《石油、化学和气体工业设施用往复压缩机 API618 标准》对一级进排气缓冲罐进行了改进,控制了管路振动。

目前研究重点多为孔板及缓冲罐尺寸,对缓冲罐本身结构改进的研究较少。本文基于有限元分析方法对管路系统进行脉动分析,通过添加侧支吸纳器对缓冲罐结构进行改进,从而降低气流脉动,并对优化后的管路进行振动研究。

## 1 数学模型

管路系统振动的控制方程式为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (1)$$

式中: $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$ 分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\mathbf{F}$ 为激振力; $\ddot{\mathbf{u}}$ 、 $\dot{\mathbf{u}}$ 和 $\mathbf{u}$ 分别为管系结构质点的加速度、速度和位移向量。

根据质量守恒、动量守恒方程推导出二维波动方程式为

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + 2\bar{v} \frac{\partial^2 p}{\partial x \partial t} + (\bar{v}^2 - a^2) \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + 2\xi\bar{v} \frac{\partial p}{\partial t} + \xi\bar{v}^2 \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

式中: $p$ 为流体脉动压力; $t$ 为时间; $\bar{v}$ 为理想流体平均速度; $x$ 为管路轴向位置; $\xi$ 为阻尼系数。

直管单元中气流脉动的传递矩阵为

$$\mathbf{I} = \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{w}{a}x\right) & -j\rho_0 a \sin\left(\frac{w}{a}x\right) \\ -\frac{j}{\rho_0 a} \sin\left(\frac{w}{a}x\right) & \cos\left(\frac{w}{a}x\right) \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中: $\mathbf{I}$ 为传递矩阵; $w$ 为脉动频率; $a$ 为气体声

速; $\rho_0$ 为平均密度。

通常用压力不均匀度 $\delta$ 和压力脉动峰峰值 $\Delta P$ 来反映管路系统中压力脉动的剧烈程度,计算式为

$$\delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_m} \quad (4)$$

$$\Delta P = P_{\max} - P_{\min} \quad (5)$$

式中: $P_{\max}$ 为最大脉动压力; $P_{\min}$ 为最小脉动压力; $P_m$ 为平均脉动压力。

压缩机管路系统也可以用多截面的压力脉动峰峰值的均方根值(RMS)来衡量管路系统的气流脉动强度<sup>[9]</sup>,RMS的大小和管路系统的脉动强度呈正相关,其计算式为

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \Delta P_i^2}{N}} \quad (6)$$

式中: $\Delta P_i$ 为截面 $i$ 的压力脉动峰峰值; $N$ 为截面数。

管路中压力脉动频率 $F_{\text{pul}}$ 的计算式为

$$F_{\text{pul}} = \frac{v_1}{C_0 D} \quad (7)$$

式中: $v_1$ 为管路中实际流体速度; $C_0$ 为压力脉动在管路中的传播速度; $D$ 为管路直径。

吸纳器固有频率 $F_{\text{abs}}$ 的计算式为

$$F_{\text{abs}} = \left(\frac{C}{2\pi}\right) \sqrt{\frac{A}{V}} \quad (8)$$

式中: $C$ 为介质中声速; $A$ 为吸纳器的截面积; $V$ 为吸纳器的有效体积。

压缩机引起的管道激振频率 $F_{\text{ex}}$ 为

$$F_{\text{ex}} = \frac{kmn}{60} \quad (9)$$

式中: $m$ 为作用气缸数; $n$ 为压缩机转速; $k$ 为阶数( $k=1,2,3,4$ )。

计算流程如图1所示。

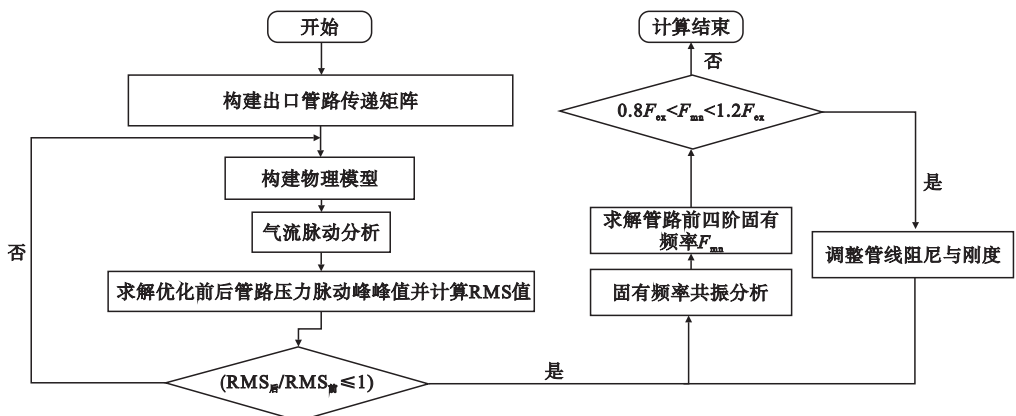


图1 计算流程图

Fig. 1 Calculation flowchart

首先建立出口管路传递矩阵的数学模型,然后构建物理模型并进行气流脉动分析,求解优化前后管路的压力脉动峰值并计算 RMS 值,若不满足条件( $RMS_{后}/RMS_{前} \leq 1$ )将回到步骤 3 重新计算,满足条件则进行固有频率共振分析,求解管路前四阶固有频率。当管路机械固有频率  $F_{mn}$  不在  $(0.8 \sim 1.2) F_{ex}$  范围内,即不发生共振时计算停止,否则将通过调整管路的阻尼与刚度的方法重新计算直至避开共振区间,计算停止。当管路固有频率  $F_{mn}$  在  $(0.8 \sim 1.2) F_{ex}$  范围内时会发生共振,当  $F_{mn} = F_{ex}$  时管路系统发生严重共振<sup>[10]</sup>。

## 2 物理模型

本文对压缩机(2D3.5型,沈阳远大压缩机公司)二级排气缓冲器(径向进气,轴向排气)和进出口管路进行建模,压缩机转速为 485 r/min,行程为 180 mm,单作用气缸,缓冲器及进出口管路模型参数如表 1 所示,三维模型如图 2 所示。

表 1 缓冲器及进出口管路参数

Table 1 Parameters of buffer and pipelines mm

	缓冲器	进气管	排气管
管径	620	219	168
壁厚	10	8	7
全长	2 074	860	4 650

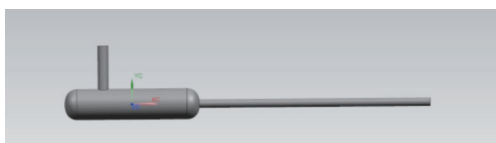


图 2 缓冲器及进出口管路三维模型

Fig. 2 Three-dimensional (3D) model of buffer and pipelines

对于管路系统设计,添加附加元件后的缓冲器对压力脉动的抑制效果更佳,通常在管路进口法兰处添加孔板对气流脉动进行抑制。但对于生产现场中部分振动强度严重超标的管道,仅仅安装传统的单孔孔板,仍无法将气流脉动消减至规

定的范围内<sup>[11]</sup>。本文选择在缓冲器进口位置添加侧支吸纳结构,该结构利用共轭耗散能量原理对压力脉动进行抑制。当  $F_{abs}$  和  $F_{pul}$  相等或相近时<sup>[12-13]</sup>,压力脉动在衰减器附近会形成共振来衰减压力脉动的能量,从而衰减压力脉动<sup>[14]</sup>。添加侧支吸纳后管路系统三维模型如图 3 所示,其壁厚为 16 mm。

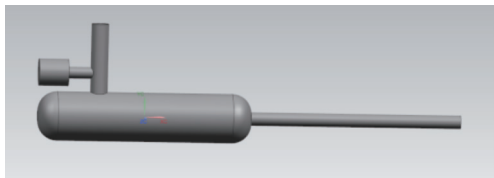


图 3 添加侧支吸纳后管路三维模型

Fig. 3 3D model of the pipeline after adding side branch absorption

## 3 管路系统振动分析

### 3.1 气流脉动分析

对上述模型应用 CFX 软件进行流体仿真分析,模拟预测进出口管线的压力脉动分布规律。对流体域进行网格划分,并对容积突变处进行加密处理,生成优化前后管路系统流体域网格模型,如图 4 所示。

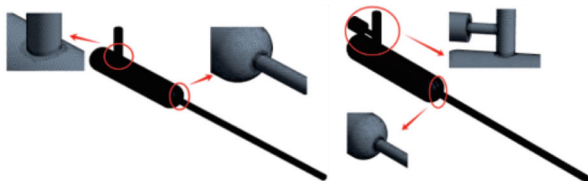


图 4 优化前后管路系统流体域网格模型

Fig. 4 Optimization of the fluid domain mesh model of the front and rear piping systems

采用标准  $k-e$  湍流模型和 SIMPLE 算法模拟无滑移绝热边界条件的固体壁面。入口边界设置静压力为 2 400 kPa,出口边界设置为相对静压力 0 kPa。分别对两组模型进行仿真计算和数据后期处理,定义缓冲罐出口管道 8 个截面监测点,其位置如表 2 所示。

表 2 缓冲器出口管道截面监测点位置

Table 2 The monitoring points of the cross-section of the outlet pipe of the buffer tank

	截面 1	截面 2	截面 3	截面 4	截面 5	截面 6	截面 7	截面 8
距原点距离	2 000	2 500	3 000	3 500	4 000	4 500	5 000	5 500

优化前后速度矢量和压力对比如图 5、图 6 所

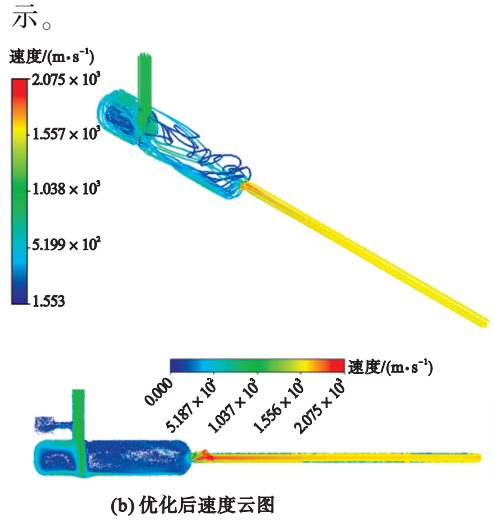
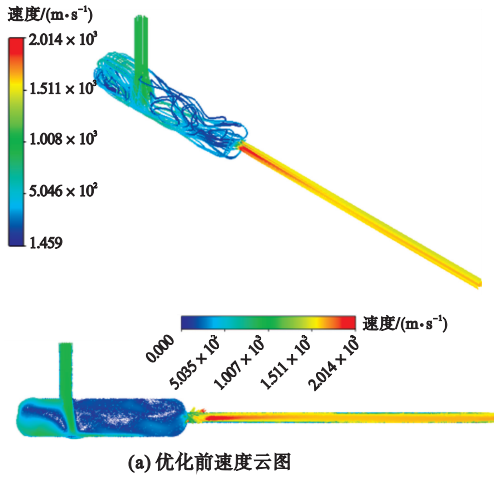


图 5 优化前后速度矢量对比图

Fig. 5 Comparison of velocity vectors before and after optimization

示。由图 5 可知,气流进入缓冲器后对缓冲器底面进行冲击,随后向缓冲器两侧进行分流,由于出口处管径发生突变形成了喷射流。添加侧支吸纳后,当气流冲击底面后缓冲器进行分流时,左侧气流更加平稳。由图 6 可知,优化后的管路系统在缓冲器及出口管路内的压力分布更均匀,压力值更低,表明侧支吸纳器能有效抑制压力的脉动。

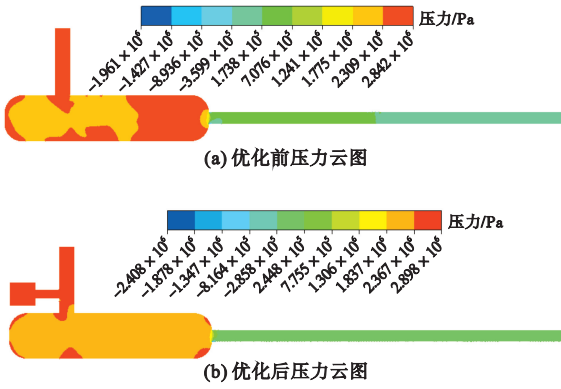


图 6 优化前后压力对比图

Fig. 6 Comparison of pressure before and after optimization

对比传统缓冲器管路系统和增加侧支吸纳的缓冲器管路系统的各截面压力脉动峰峰值,如表 3 所示。由表 3 可知,优化后的管路系统压力脉动峰峰值明显降低,其中截面 1 和 8 处抑制率分别为 50.4% 和 35.1%,截面 3 处抑制率为 9.9%。

表 3 缓冲器出口管道截面压力脉动峰峰值

Table 3 Peak values of pressure pulsation peak of cross-section of the outlet pipeline of the buffer tank kPa

截面	1	2	3	4	5	6	7	8
优化前脉动峰峰值	14.009	23.314	18.831	15.769	10.392	28.852	13.825	19.675
优化后脉动峰峰值	6.950	21.943	16.963	13.182	8.313	23.280	10.702	12.765

本次模拟采用径向进气、轴向排气型缓冲器<sup>[15]</sup>,优化前后的压力脉动峰峰值变化趋势如图 7 所示。由图可知,优化前后出口管路的压力脉动峰峰值呈现先增大后减小、再增大又减小的趋势,其中两个峰值分别出现在缓冲器的前端(图 8 截面 2)和末端(图 8 截面 6)位置。

图 8 为优化前后截面 2 和截面 6 的压力云图。由图可知,截面 2 和截面 6 优化前后的压力分布基本一致,且两截面优化后的最大压力和最

小压力均有所降低。计算管路系统的压力脉动均方根值,结果如表 4 所示。可见,优化后的管路系统压力脉动均方根值降低,表明管路系统的气流脉动程度得到抑制。

表 4 优化前后管路压力脉动均方根值

Table 4 Root mean square values of pipeline pressure pulsation before and after optimization kPa

	优化前	优化后
RMS	18.913	15.329

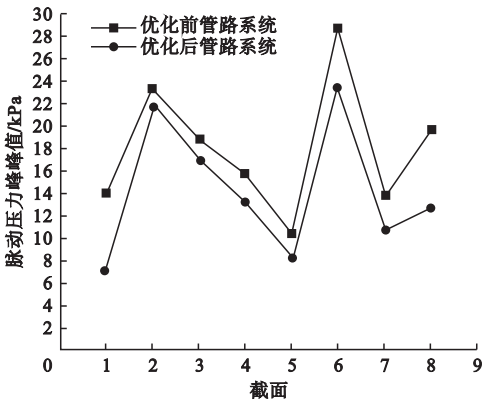


图7 压力脉动峰峰值变化趋势图

Fig.7 Trend of peak values change of pressure pulsation peak

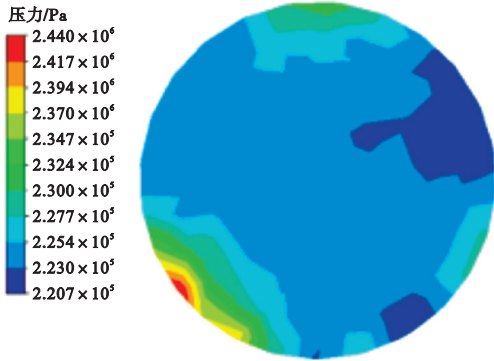
### 3.2 管路机械固有频率共振分析

管路本身的固有频率是诱发压缩机管路系统发生振动的主要原因之一。本文使用 ANSYS Workbench 软件对添加侧支吸纳后的管路系统进行模态分析,得到优化前模态分析结果,如图 9 所示。前四阶固有频率如表 5 所示。

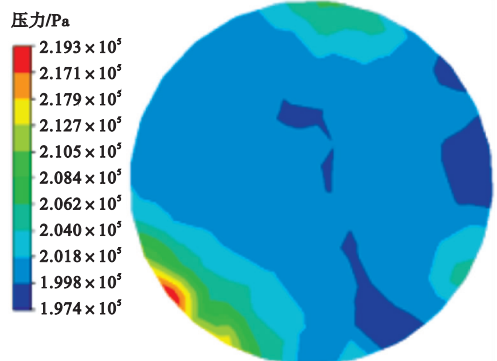
表 5 前四阶固有频率

阶次 (Order)	1	2	3	4
频率/Hz (Frequency/Hz)	37.58	37.58	41.20	59.71

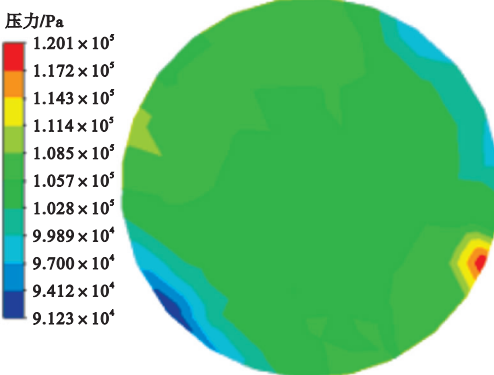
由表 5 数据可知,管路的机械固有频率的前两阶均落在了压缩机激发态共振区,从而导致管



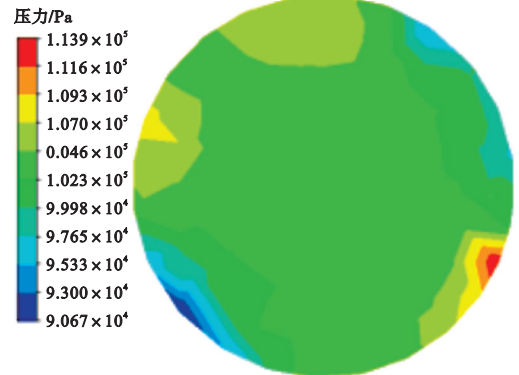
(a) 优化前截面2压力云图



(b) 优化后截面2压力云图



(c) 优化前截面6压力云图



(d) 优化后截面6压力云图

图 8 优化前后截面 2 和截面 6 压力云图

Fig.8 Pressure contours of cross-sections 2 and 6 before and after optimization

路振动。由式(1)可知,改变  $C$ 、 $K$  可以控制管路振动。本次采用添加防振管夹的方式来增大管路的刚度和阻尼,从而对管路振动进行控制。

由图 9 可知,缓冲器出口管路的振动为  $Y$ 、 $Z$  方向,振动位置为出口管路的中间位置,故在出口管路适当位置添加防振管夹对管路进行优化约束,防振管夹位置如图 10 所示。

对添加防振管夹约束后的管路进行模态分

析,其优化后模态分析结果如图 11 所示。前四阶频率如表 6 所示。

由图 11 可知,优化后管路振动得到明显控制,在  $Y$ 、 $Z$  方向基本没有变形。由表 6 可知,对压缩机管路系统进行优化后提高了低阶固有频率,与压缩机低频激发频率有较大的差值,避开了压缩机激发频率的共振区,有效避免了压缩机共振。

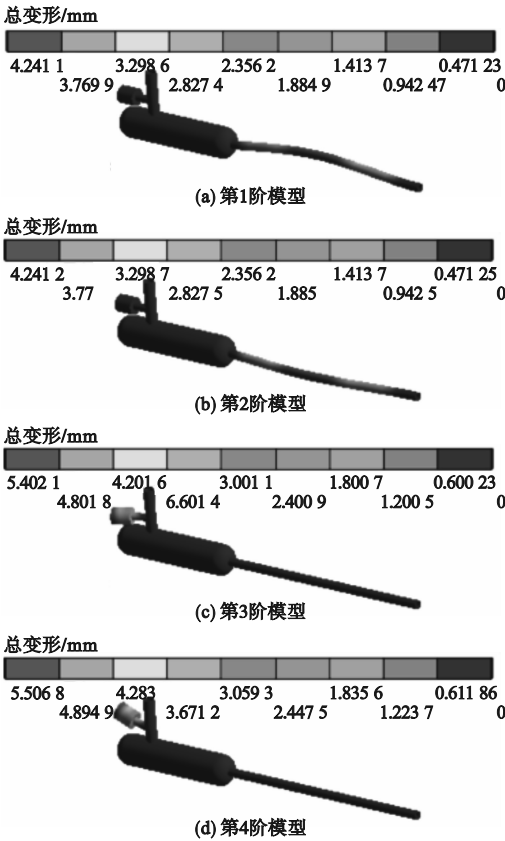


图 9 优化前模态分析

Fig.9 Modal analysis before optimization

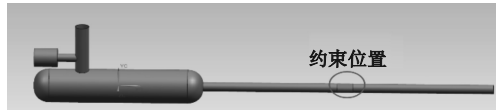


图 10 约束位置

Fig.10 Constraint position

表 6 优化前后四阶固有频率

Table 6 Optimized first four natural frequencies

阶次	1	2	3	4
频率/Hz	41.21	59.75	158.74	158.76

## 4 结论

本文通过有限元分析软件对压缩机管路系统进行仿真模拟,对有无侧支吸纳器的管路流体速度和压力脉动峰峰值进行分析,对添加侧支吸纳器后的管路进行模态分析及优化,基于上述仿真结果得出如下结论。

1) 缓冲器出口的脉动峰存在两个峰值情况,管路的压力脉动峰峰值呈现先增大后减小、再增大又减小的变化规律。

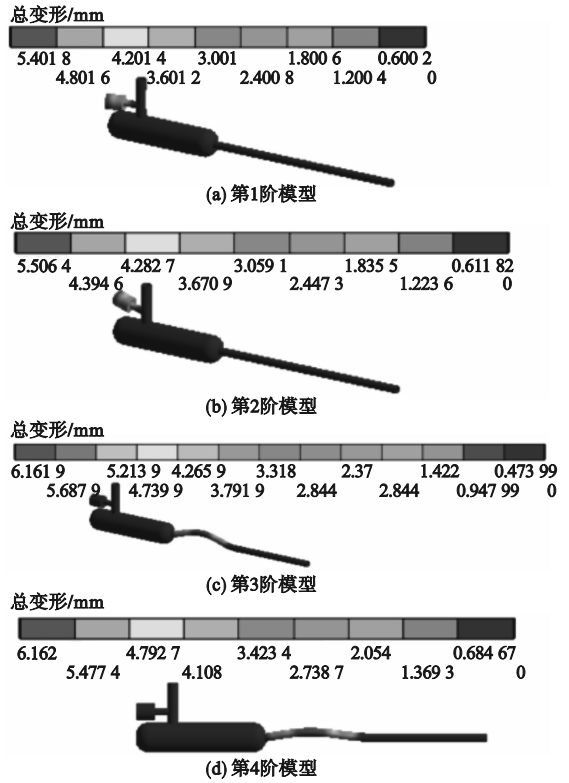


图 11 优化后模态分析

Fig.11 Modal analysis after optimization

2) 当缓冲器进气端添加侧支吸纳器后能明显地抑制管路系统的压力脉动,通过均方根值计算得出添加侧支吸纳器后的管路脉动压力抑制率为 18.95%。

3) 添加侧支吸纳器后的管路机械固有频率落在压缩机的激发态共振区,导致压缩机发生振动。添加约束可以提高管路的阻尼与刚度,从而提高管路的机械固有频率,避开了压缩机激发态共振区,有效地控制了压缩机管路系统的振动。

## 参考文献 (References) :

[ 1 ] 季龙庆,程强,刘洪佳,等. 往复式压缩机排气管路振动分析[J]. 化工设备与管道,2020,57(4) :66 - 70.  
JI L Q, CHENG Q, LIU H J, et al. Vibration analysis for exhaust gas pipeline in reciprocating compressor[J]. Process Equipment & Piping, 2020, 57(4) :66 - 70. (in Chinese)

[ 2 ] 秦磊,姜继伟. 往复式压缩机管路的振动分析[J]. 山东化工,2018,47(10) :117 - 118.  
QIN L, JIANG J W. Vibration analysis of reciprocating compressor pipeline[J]. Shandong Chemical Industry, 2018, 47(10) :117 - 118. (in Chinese)

[ 3 ] 赵杰,姚冉,王雯昕,等. 往复压缩机管路系统气固耦合振动特性研究[J]. 流体机械,2021,49(12) :78 - 85,94.  
ZHAO J, YAO R, WANG W X, et al. Study on gas-solid coupling vibration characteristics of reciprocating compressor pipeline system[J]. Fluid Machinery, 2021, 49(12) :78 - 85, 94. (in Chinese)

[ 4 ] 邵敏强,张胜发,杨乐,等. 飞机液压系统出油管路振动抑

- 制方法研究[J]. 航空科学技术, 2022, 33(7): 113 - 119.
- SHAO M Q, ZHANG S F, YANG L, et al. Research on vibration suppression method of aircraft hydraulic pipeline system [J]. Aeronautical Science & Technology, 2022, 33(7): 113 - 119. (in Chinese)
- [5] 门晓苏, 田海晏, 张卫义, 等. 孔板消减往复式压缩机气流脉动的实验研究[J]. 化工设备与管道, 2017, 54(4): 66 - 69.
- MEN X S, TIAN H Y, ZHANG W Y, et al. Experimental study of applying orifice plate to reduce air pulsation in reciprocating compressor [J]. Process Equipment & Piping, 2017, 54(4): 66 - 69. (in Chinese)
- [6] 鄢曙光, 祝振杰. 基于 FLUENT 的孔板消减气流脉动的数值模拟[J]. 液压与气动, 2016(7): 77 - 82.
- YAN S G, ZHU Z J. Numerical simulation of orifice plate reducing gas pulsation based on FLUENT [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2016(7): 77 - 82. (in Chinese)
- [7] 储乐平, 杨兰兰, 赵波, 等. 外插管型容-管-容脉动衰减器在压缩机气流脉动控制中的应用研究[J]. 压缩机技术, 2017(2): 1 - 5.
- CHU L P, YANG L L, ZHAO B, et al. Research on attenuating pressure pulsation of reciprocating compressor using the external inserted volume-choke-volume acoustic filter [J]. Compressor Technology, 2017(2): 1 - 5. (in Chinese)
- [8] 宋傲磊. 基于平面波动理论的压缩机管路系统气流脉动抑制方法研究[D]. 北京: 北京石油化工学院, 2020.
- [9] 谢福缙. 用速度均方根值表示机器基础的振动烈度[J]. 工业建筑, 1990, 20(1): 32 - 36.
- XIE F J. Using root mean square value of velocity to express vibration intensity of machine foundation [J]. Industrial Construction, 1990, 20(1): 32 - 36. (in Chinese)
- [10] 李树勋, 康云星, 潘伟亮, 等. 往复式压缩机管道振动分析与优化[J]. 流体机械, 2019, 47(2): 58 - 64.
- LI S X, KANG Y X, PAN W L, et al. Analysis and optimization of pipeline vibration of reciprocating compressors [J]. Fluid Machinery, 2019, 47(2): 58 - 64. (in Chinese)
- [11] WANG J Y, DENG C S, ZHANG S B, et al. Research on vibration control in a reciprocating compressor piping system using an orifice tube structure [C]//2019 2nd International Conference on Safety Produce Informatization (IICSPI). Chongqing, China: IEEE, 2019: 133 - 136.
- [12] LARI K L. Resonant frequency of an adjustable Helmholtz resonator in a hydraulic system [J]. Archive of Applied Mechanics, 2009, 79(12): 1115 - 1125.
- [13] SELAMET A, JI Z L. Circular asymmetric Helmholtz resonators [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2000, 107(5 Pt 1): 2360 - 2369.
- [14] YE G Y, ZHANG T C, et al. Status and prospects of pressure pulsation suppression technology in hydraulic lines [J]. Journal of Sensor Technology and Application, 2023, 11(3): 277 - 285.
- [15] 马屈杨, 杨国安, 李孟君. 径向排气式缓冲罐对往复压缩机管系振动的抑制研究[J]. 振动与冲击, 2019, 38(12): 17 - 24.
- MA Q Y, YANG G A, LI M J. Vibration control in a reciprocating compressor piping system using a radial-exhaust surge tank [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(12): 17 - 24. (in Chinese)

(责任编辑:徐淑姣)

## (上接第43页)

- [5] 刘祖均, 何明, 马子玉, 等. 基于分布式一致性的无人机编队控制方法[J]. 计算机工程与应用, 2020, 56(23): 146 - 152.
- LIU Z J, HE M, MA Z Y, et al. UAV formation control method based on distributed consistency [J]. Computer Engineering and Applications, 2020, 56(23): 146 - 152. (in Chinese)
- [6] 陈博琛, 唐文兵, 黄鸿云, 等. 基于改进人工势场的未知障碍物无人机编队避障[J]. 计算机科学, 2022, 49(S1): 686 - 693.
- CHEN B C, TANG W B, HUANG H Y, et al. Pop-up obstacles avoidance for UAV formation based on improved artificial potential field [J]. Computer Science, 2022, 49(S1): 686 - 693. (in Chinese)
- [7] LI J A, ZHANG W J, HU Y T, et al. Leader-follower UAV formation model based on R5DOS-intersection model [J]. Computers, Materials & Continua, 2021, 69(2): 2493 - 2511.
- [8] 赵伟伟. 无人机集群编队及其避障控制关键技术研究[D]. 北京: 中国科学院大学, 2021.
- [9] 顾维博. 领导-跟随结构下的多无人机协同编队控制[D]. 北京: 北京化工大学, 2022.
- [10] ZHU X D, LAI J Z, CHEN S. Cooperative location method for leader-follower UAV formation based on follower UAV's moving vector [J]. Sensors, 2022, 22(19): 7125.
- [11] ZHU S Q, WANG D W, LOW C B. Cooperative control of multiple UAVs for source seeking [J]. Journal of Intelligent & Robotic Systems, 2013, 70(1): 293 - 301.
- [12] 冯迎宾, 杨昆, 周宇, 等. 基于 KCF 的微型无人机目标跟踪方法研究[J]. 沈阳理工大学学报, 2022, 41(4): 1 - 7, 19.
- FENG Y B, YANG K, ZHOU Y, et al. Research on MAV target tracking method based on KCF [J]. Journal of Shenyang Ligong University, 2022, 41(4): 1 - 7, 19. (in Chinese)
- [13] 何维真, 宁远钊, 李仕轩, 等. 基于虚拟中心的四旋翼无人机一致性编队控制研究[J/OL]. 火炮发射与控制学报, 2023: 1 - 7(2023 - 02 - 15) [2023 - 08 - 10]. <https://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1280.TJ.20230214.1714.014.html>.
- HE W Z, NING Y Z, LI S X, et al. Research on consistent formation control for quadrotor UAVs based on virtual center [J/OL]. Journal of Gun Launch & Control, 2023: 1 - 7(2023 - 02 - 15) [2023 - 08 - 10]. <https://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1280.TJ.20230214.1714.014.html>. (in Chinese)

(责任编辑:和晓军)