

文章编号: 1671-0444(2018)04-0560-09

简谐激励条件下旋流分离器流场特性

曹喜承^{1a,1b}, 蒋明虎^{1a,1b}, 苏本灿², 杨蕊^{1a}

- (1. 东北石油大学 a. 机械科学与工程学院;
b. 黑龙江省石油石化多相介质处理及污染防治重点实验室, 黑龙江 大庆 163318;
2. 长庆油田分公司第八采油厂, 陕西 西安 710018)

摘要: 在简谐激励条件下建立了螺旋流道内锥型旋流分离器流固耦合模型, 对不同激励频率和振动幅值下的旋流分离器进行模拟分析, 通过室内试验验证了结果的准确性, 并给出内部流场的变化情况和分离效率变化规律。结果表明: 在低频(2~8.5 Hz)激励下, 频率对轴向速度和径向速度曲线的形态变化和极值影响不大, 但圆锥段径向速度的极值会随着振幅的增加而逐渐减小; 在高频(15~20 Hz)激励下, 轴向速度和径向速度的曲线形态受到破坏。旋流分离器的分离效率在振幅保持不变时, 分离效率随频率增加呈先波形变化后直线下降的趋势; 在频率保持不变时, 分离效率随振幅增加均呈下降趋势。在低频低振幅下, 旋流分离器的分离效率高于静止状态。

关键词: 简谐激励; 旋流分离器; 流固耦合; 分离效率

中图分类号: TH 138.82

文献标志码: A

Flow Field Characteristics of Cyclone Separator under the Condition of Harmonic Excitation

CAO Xicheng^{1a,1b}, JIANG Minghu^{1a,1b}, SU Bencan², YANG Rui^{1a}

- (a. College of Mechanical Engineering;
b. Heilongjiang Key Laboratory of Petroleum & Petrochemical Multiphase Treatment and Pollution Prevention,
1. Northeast Petroleum University, Daqing 163318, China;
2. Changqing Oil Field Company Oil Production Plant No. 8, Xi'an 710018, China)

Abstract: The fluid solid coupling model was established for spiral flow channel conical cyclone separator in harmonic excitation, and the simulation analysis of the cyclone separator with different excitation frequency and vibration amplitude was carried out. The accuracy of the results was verified by experiments and the rules of internal flow field and the separation efficiency was obtained. Under low frequency (2~8.5 Hz) excitation, the frequency has little effect on the shape and extreme value of axial velocity and radial velocity curve, and with the increase of the amplitude, the extreme value of the radial velocity of the conical section decreases gradually. However, under the high frequency (15~20 Hz), the curves of the axial velocity and the radial velocity are damaged. When the amplitude remains constant, the separation efficiency of cyclone separator is decreasing gradually after the waveform changes with the increase of the frequency. When the frequency remains constant, the separation efficiency decreases

收稿日期: 2018-03-28

基金项目: 国家 863 计划资助项目(2012AA061303)

作者简介: 曹喜承(1975—), 女, 辽宁海城人, 副教授, 硕士研究生, 研究方向为化工过程机械, E-mail: caoxicheng@126.com

蒋明虎(联系人), 男, 教授, E-mail: jiangmhnepu@126.com

with the increase of amplitude. At low frequency and low amplitude, the separation efficiency of the cyclone separator is higher than that of the stationary state.

Key words: harmonic excitation; cyclone separator; fluid solid coupling; separation efficiency

旋流分离器属于流体机械,对油水、气液和液固等两相分离具有显著效果,被广泛应用于石油化工等领域^[1-3]。旋流分离器内部结构简单,常为圆柱、圆锥或柱锥结合的结构,一般具有一个入口和两个出口。出入口常与螺杆泵等增压动设备连接,由于受泵设备的振动传递与叠加、系统本身的固有频率和流体内部扰动等因素的影响,旋流分离器通常处于振动的工作状态。剧烈振动会导致旋流分离器内部流场结构损坏,从而丧失分离功能。因此,研究旋流分离器在外激励作用下内部流体的流场特性变化和保障旋流器的高分离效率将具有重要意义。

目前,关于流体与振动的研究主要集中在充液管路的流致振动或自激振动方面。Degroote 等^[4]通过研究固体结构发现,当管道中的结构是线性化模型时,流固耦合更加稳定。陈明等^[5]基于有限体积法,建立虚拟单元的概念,使得整个计算区域都达到二阶精度求解。税朗泉等^[6]主要研究含脉动流体管道在轴向周期激励下横向振动的稳定性,并绘制了相对的稳定曲线。Bazilevs 等^[7]基于 isogeometric 流体与结构相互作用的耦合,使得不可压缩流体发生非线性弹性应变,产生较大的位移。对于流场的振动响应分析,黄乐萍等^[8]对壁面展向周期振动下流体湍流脉动情况进行了分析,近壁区的湍流脉动强度皆有不同程度的降低,离壁面愈远,壁面振动的影响愈小。李森等^[9]应用所建立的流固耦合模型,得到变径圆管结构与两相流体流动相互作用下的流场分布规律,发现耦合作用不仅改变流场对称性,而且使得流场速度显著衰减。徐艳等^[10]模拟了旋流分离器外绕流形成的激振,结果表明结构的运动将引起螺旋流场结构的偏移。

本文针对螺旋流道内锥形旋流分离器建立流固耦合数学模型,并利用有限体积法进行数值模拟。为验证数值模型的准确性,利用室内试验装置进行分离效率的准确性验证。最后根据数值模拟结果,详细分析螺旋流道内锥形旋流分离器在外部简谐激励与内部内锥颤振联合作用下的流场结构与分离效率的变化规律。

1 旋流分离器流固耦合数值模型

在简谐激励条件下,螺旋流道内锥型旋流分离器的分析模型如图 1 所示,其中,结构域为旋流分离器,流体域为油水两相混合液。

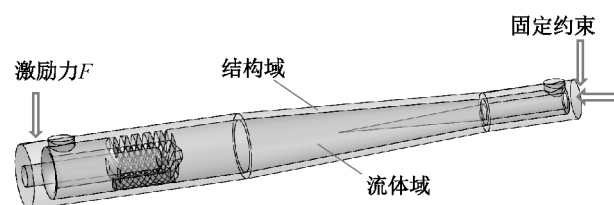


图 1 旋流分离器分析模型

Fig. 1 Analysis model of cyclone separator

1.1 旋流分离器结构域数学模型

由旋流分离器瞬态动力学分析,基本运动学方程如式(1)所示。

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

式中: M 为质量矩阵; C 为阻尼矩阵; K 为刚度矩阵; \mathbf{u} 为节点位移向量; \mathbf{F} 为载荷向量; \mathbf{u}'' 为节点加速度向量; \mathbf{u}' 为节点速度向量。

采用基于 Newmark 直接积分的有限单元法^[11],求解任一时刻的位移、速度和加速度,如式(2)~(4)所示。

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{\alpha\Delta t^2} \mathbf{M} + \frac{\delta}{\alpha\Delta t} \mathbf{C} + \mathbf{K} \right) \mathbf{u}_{n+1} = \mathbf{F} + \\ & \mathbf{M} \left[\frac{1}{\alpha\Delta t^2} \mathbf{u}_n + \frac{1}{\alpha\Delta t} \mathbf{u}'_n + \left(\frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \mathbf{u}''_n \right] + \\ & \mathbf{C} \left[\frac{\delta}{\alpha\Delta t} \mathbf{u}_n + \left(\frac{\delta}{\alpha} - 1 \right) \mathbf{u}'_n + \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\delta}{\alpha} - 2 \right) \mathbf{u}''_n \right] \end{aligned} \quad (2)$$

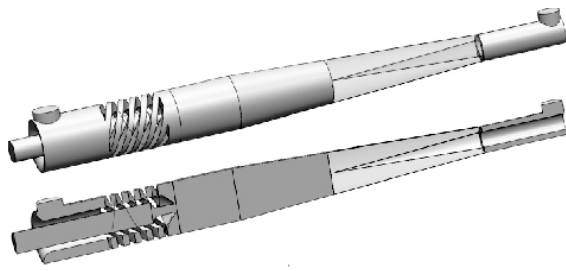
$$\mathbf{u}''_{n+1} = \frac{1}{\alpha\Delta t^2} (\mathbf{u}_{n+1} - \mathbf{u}_n) - \frac{1}{\alpha\Delta t} \mathbf{u}'_n - \left(\frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \mathbf{u}''_n \quad (3)$$

$$\mathbf{u}'_{n+1} = \mathbf{u}'_n + \Delta t (1 - \delta) \mathbf{u}''_n + \delta \Delta t \mathbf{u}''_{n+1} \quad (4)$$

式中: α 和 δ 是 Newmark 积分常数; Δt 为时间步长。

1.2 流体域数学模型

旋流分离器流体域模型如图2所示。



(a) 流体域模型



(b) 流体域网格模型

图2 旋流分离器流体域模型图

Fig. 2 Fluid domain model diagram of cyclone separator

流体域计算方法采用有限体积法,遵循流体质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律,如式(5)所示。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_i) = 0 \quad (5)$$

式中: $\nabla \cdot (\rho u_i)$ 为速度散度,表示单位运动微元体体积变化的时间变化率; i 为坐标方向; u_i 为速度在 i 方向上的分量。该微分方程适用于可压缩流体流动。对于不可压缩流体,密度 ρ 为常数,如式(6)所示。

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{du_x}{dt} = \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{du_y}{dt} = \frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{du_z}{dt} = \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \end{cases} \quad (6)$$

式中: $p(x, y, z) = p$ 为微元控制体中心点压强; X, Y, Z 为单位质量力在各坐标轴上分量。

湍流计算方法采用雷诺应力模型,其控制方程如公式(7)所示。

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} u_i + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u'_i u'_j}) +$$

表1 数值模拟激励力方案

Table 1 Numerical simulation of exciting force shem

频率 f/Hz	2	4.5	6	8.5	15	20
激励力 F	$70 \sin 12.56 t$	$70 \sin 28.26 t$	$70 \sin 37.68 t$	$70 \sin 53.38 t$	$70 \sin 94.2 t$	$70 \sin 125.6 t$
	$140 \sin 12.56 t$	$140 \sin 28.26 t$	$140 \sin 37.68 t$	$140 \sin 53.38 t$	$140 \sin 94.2 t$	$140 \sin 125.6 t$
	$210 \sin 12.56 t$	$210 \sin 28.26 t$	$210 \sin 37.68 t$	$210 \sin 53.38 t$	$210 \sin 94.2 t$	$210 \sin 125.6 t$

$$\mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (7)$$

1.3 结构域与流体域交界面耦合条件

在旋流分离器流体域与结构域的耦合界面上,必须满足位移协调和载荷平衡条件,其表达式如式(8)和(9)所示。

$$d_s \cdot n_s + d_f \cdot n_f = 0 \quad (8)$$

式中: d_s 、 d_f 分别为结构域、流体域界面的位移矢量; n_s 、 n_f 分别为结构域、流体域界面的外法向矢量。

$$\sigma_s \cdot n_s + \sigma_f \cdot n_f = 0 \quad (9)$$

式中: σ_s 、 σ_f 分别为结构域、流体域界面的应力矢量。

流固耦合交界面基于任意拉格朗日-欧拉形式描述的动网格技术,运用交错迭代松耦合方式进行求解。

2 旋流器流固耦合模型试验验证

2.1 旋流分离器系统数值模拟

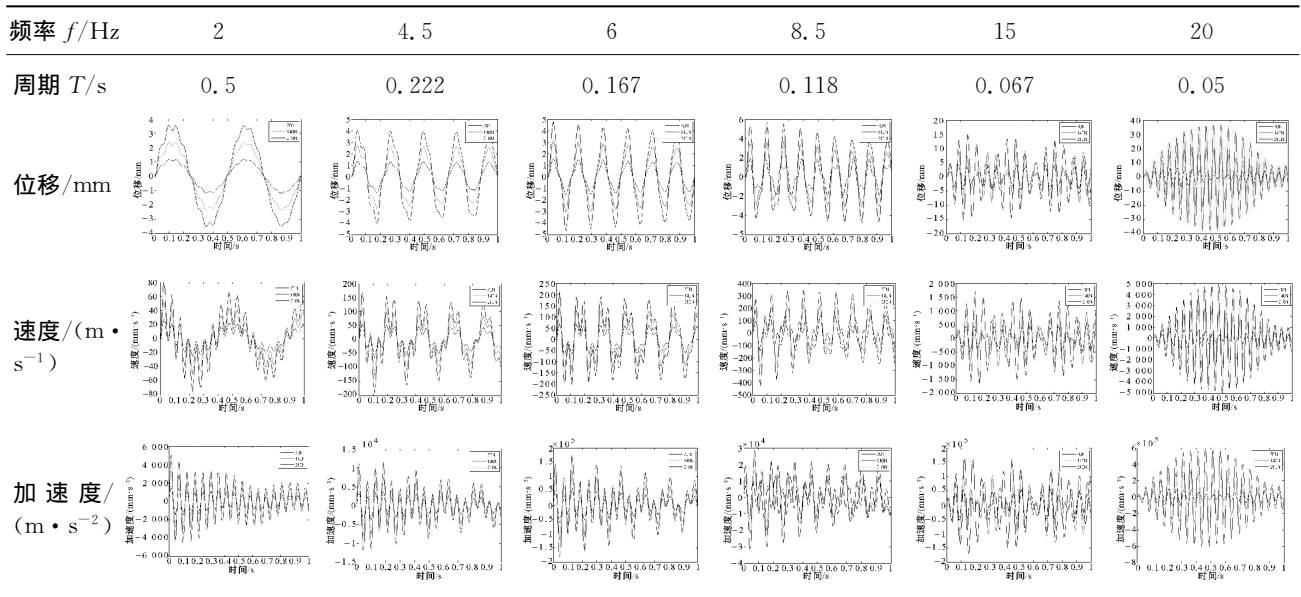
旋流分离器溢流口外表面作用简谐激励力如式(10)所示。

$$F = F_0 \sin(2\pi f_i t) \quad (10)$$

式中: F_0 为简谐激励力初始值, N; f_i 为激励频率, Hz。

激励频率和激励力幅的选择依据是增压设备螺杆泵的工作参数。激励频率为 2~20 Hz, 其中 2~8.5 Hz 为正常工作频率; 激励力幅值为 3.4~340 N, 设定激励力方案如表1所示。计算旋流分离器的瞬态响应, 响应位置点取旋流分离器内部溢流口中心处。由各组激励作用下的位移、速度和加速度响应曲线分析可知, 旋流分离器工作范围内的变形值约为 1、2 和 3 mm。值得注意的是, 当激励频率为 20 Hz 时, 位移、速度和加速度曲线出现了特殊的振动“拍”现象, 该现象是在固有频率与激励频率十分接近的情况下产生。进一步计算旋流分离器系统固有频率发现, 该系统的一阶固有频率为 20.044 Hz。因该频率是在螺杆泵极限转速下形成的, 所以拍振的现象在正常旋流分离器工作时不会产生。

(续 表)



2.2 流固耦合模拟条件

在上述各激励力作用下,流场分析不具备协调一致的初始条件,导致振动耦合下的规律不便于分析,故根据上述位移计算结果,在旋流分离器溢流端施加位移简谐激励,如式(1)所示

$$A = A_0 \sin(2\pi f t) \quad (11)$$

式中: A_0 为简谐位移激励幅值, mm。

流固耦合分析中还进行如下假设:

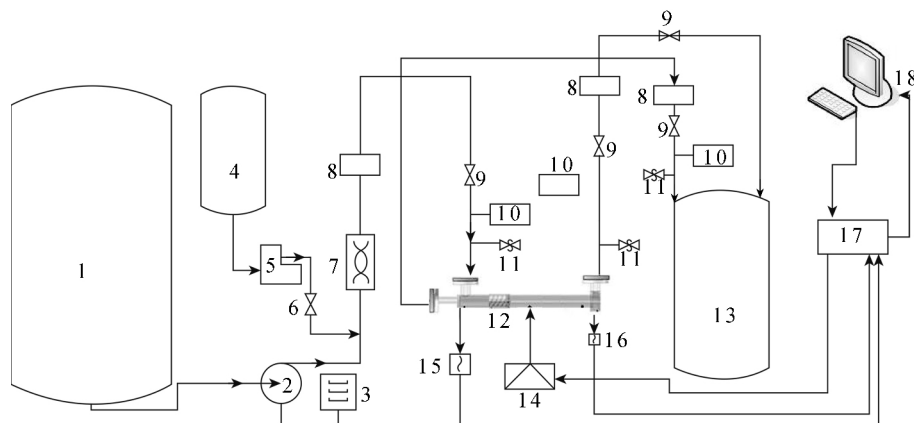
- (1) 旋流分离器壁面为刚性无滑移壁面;
- (2) 旋流器在小变形范围内结构是线弹性的;
- (3) 流体与旋流器之间仅存在相互的静摩擦力,其余阻尼均被忽略。

螺旋流道内锥型旋流分离器主直径为 50 mm,内部流体介质为油水两相介质,入口流体均匀流动,

底流出口和溢流出口均按压力出口处理,压力值在常温下为 0.1 MPa;等效水力直径经计算为 25 mm,流体雷诺数 $Re = 10\ 973$,入口湍流强度为 0.05,溢流、底流分流比为 25%,处理量为 4.2 m³/h,入口含油体积浓度为 3%。旋流分离器的流固耦合计算中,结构域和流体域采用的离散方法分别是有限单元法和有限体积法。耦合计算总迭代步数为 300,每个时间步中经过 5 次耦合迭代,Fluent 模拟中每次耦合后迭代计算为 5 000 步,达到收敛条件则结束迭代。

2.3 分离效率室内试验与数值模拟分析

螺旋流道内锥型旋流分离器油水两相分离效率室内试验的配套设施主要包括:动力单元、油水混合单元、计量单元、化验分析单元、油水分离单元及振动单元。室内油水分离效率试验系统工艺流程如图 3 所示。



1—水罐;2—螺杆泵;3—变频控制器;4—油罐;5—计量油泵;6—球阀;7—静态混合器;8—电磁流量计;9—阀;10—压力变送器;11—接样口;12—螺旋流道—内锥型旋流分离器;13—废液池;14—激励器;15—位移传感器;16—加速度传感器;17—振动控制系统;18—控制软件

图 3 室内油水分离效率试验系统工艺流程

Fig. 3 Process of indoor oil water separation efficiency test system

在开展室内油水分离试验时,首先将水相和油相分别储存于水罐 1 和油罐 4 中,通过变频控制器 3 对螺杆泵 2 实施变频控制,从而获得所需的流量变化参数,进而对水相增压供液;通过计量泵 5 将油相定量输入到主管线与水相汇合,进入静态混合器 7 实现两相均匀混合;经过电磁流量计 8 和压力变送器 10 的油水混合液进入旋流分离器 12 的入口,进行油水两相分离,分离出的水相由底流口流出,油相由溢流口流出,均回至废液池中;振动控制系统 17 将信号通过功率放大器和波形信号发生器传递给激振器 14,再由安装在旋流分离器上的位移传感器 15 和加速度传感器 16 将振动幅值和振动频率信号传回振动控制系统,通过功率放大器可实现对振动幅值的调整。

按照前述参数设置,对振幅为 1 mm,激励频率为 2、4.5、6、8.5、15 和 20 Hz 的旋流分离器进行流固耦合模型分离效率计算,并与同条件下的室内试验结果进行对比,结果如图 4 所示。从图 4 可看出,两种情况的曲线变化情况基本相同,最大值均落在 6 Hz 振动频率上,曲线形式具有较好的一致性,但在试验范围内,数值模拟结果普遍高于试验值。两段曲线数值差异的原因可能是在进行数值模拟时多处采用假设,使工作条件更为理想化。虽然模拟结果与室内试验结果在数值上存在一些差异,但偏差率均在 10% 以下,故可将该流固耦合模型作为有效工具进行模拟分析。

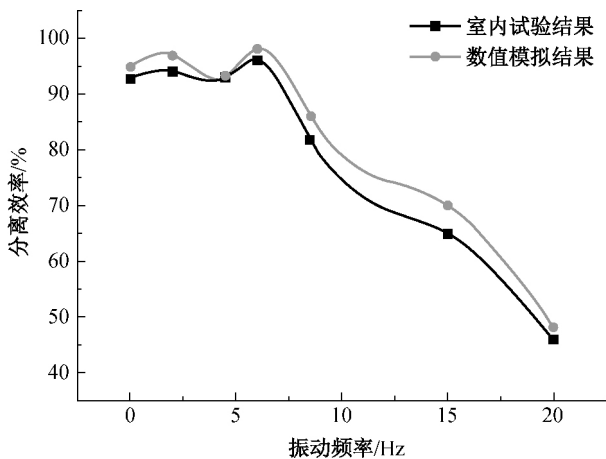


图 4 数值模拟与试验结果曲线对比

Fig. 4 Contrast diagram of numerical simulation and test results

3 结果与讨论

3.1 流场结构变化分析

在旋流分离器内流场分析中,选取从溢流口到内锥锥尖间 7 个截面进行分析,具体截面位置如图

5 所示。

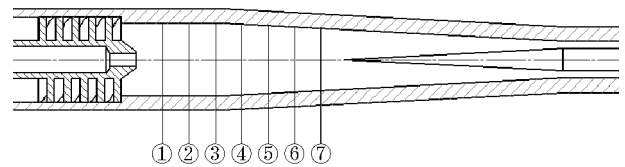
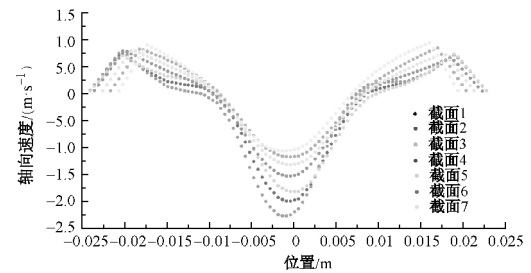


图 5 旋流分离器截面示意图

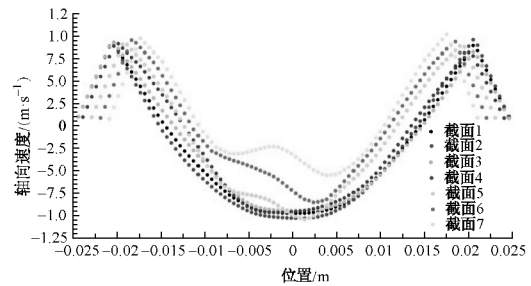
Fig. 5 Diagram of cross sections of cyclone separator

3.1.1 轴向速度分析

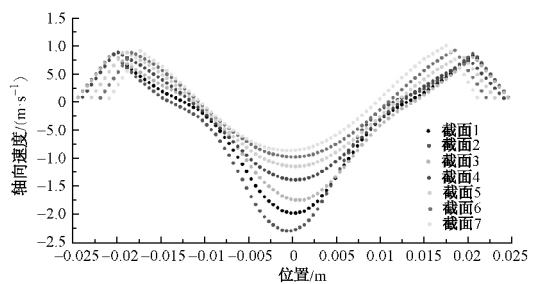
不同激励频率下各截面轴向速度分布曲线如图 6 所示。



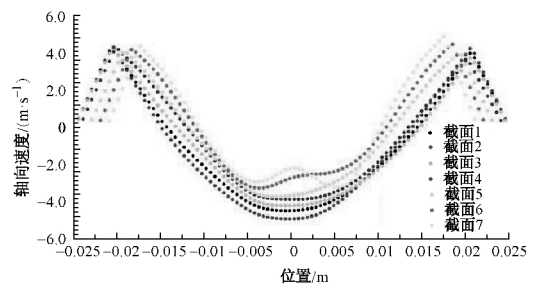
(a) $f = 2$ Hz



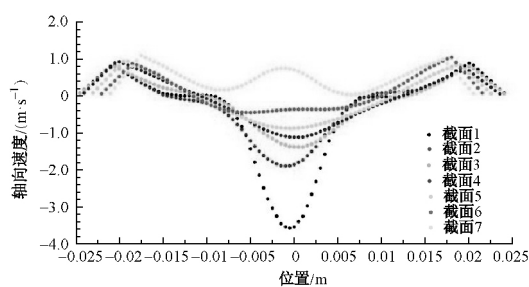
(b) $f = 4.5$ Hz



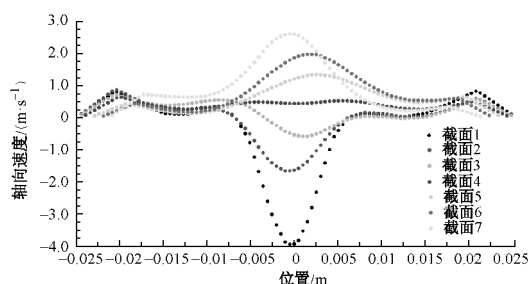
(c) $f = 6$ Hz



(d) $f = 8.5$ Hz



(e) $f=15$ Hz



(f) $f=20$ Hz

图 6 旋流分离器各截面轴向速度曲线

Fig. 6 Axial velocity curve of each cross section of cyclone separator

由图 6 可以看出: 在 2、4.5、6 和 8.5 Hz 4 个低频率激励下, 频率增加对轴向速度整体分布影响不大, 但轴向速度最大值均低于静止状态的最大值; 各截面的轴向速度在近壁面的外旋流区域存在数值波动, 整体趋势是随着半径减小轴向速度先增加后减小至零; 在内旋流区域轴向速度随半径减小数值反向增大至各截面的最大值即轴向溢流速度。在 15 和 20 Hz 的高频率下, 激励力频率对轴向速度整体分布影响较大, 轴向速度的曲线态势出现明显改变, 各截面的速度方向出现了两个方向上的波动, 说明此时本应做溢流流动的油相反向流动进入底流, 此种现象说明高频率的激励力对旋流器内部的流场影响较大, 并将影响分离效果, 分离效率将明显下降。

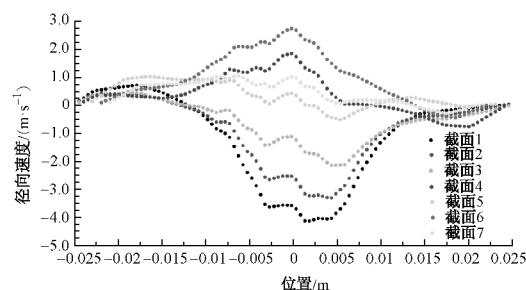
振幅的增加对轴向速度的影响较弱, 在 2、4.5 和 6 Hz 时甚至出现振幅对多个截面轴向速度曲线无影响的现象, 但在 8.5 和 15 Hz 出现振幅增加则轴向速度稍有增大的现象, 而 20 Hz 时由于出现拍振现象, 轴向速度随频率增加甚至出现反向增大, 故此时轴向速度曲线规律被完全破坏。

3.1.2 径向速度分析

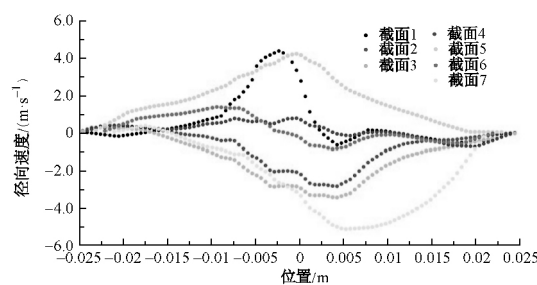
锥段是油水混合液发生分离的主要区域, 在涡旋压力场中, 对油水两相液滴分离起关键作用的是径向力。径向力主要包括离心力、径向浮力和流体介质阻力, 其中以惯性离心力数值最大。本文对旋

流分离器施加径向简谐激励, 该激励力作用在旋流分离器器壁上, 器壁以压力的形式传送到流场边界继而影响流场, 形成流场响应。同时, 旋流分离器内部的内锥在径向激励下也将有位移波动, 该波动在内部流场中将以压力形式进行传送, 但对整体流场而言相当于增加了额外扰动, 径向速度场将产生较大变化。当激励力对流场产生的附加径向力与静态条件下的径向力数值相差悬殊时, 径向速度场不会受到破坏; 若相差较小, 则径向速度曲线将会出现异常。两相介质的径向流动受到影响或破坏会导致重质相水受到径向湍流扰动, 部分液滴脱离原旋流轨道进入内旋流区域, 使内旋流中的轻质相油的浓度降低, 分离效率将会受到影响。

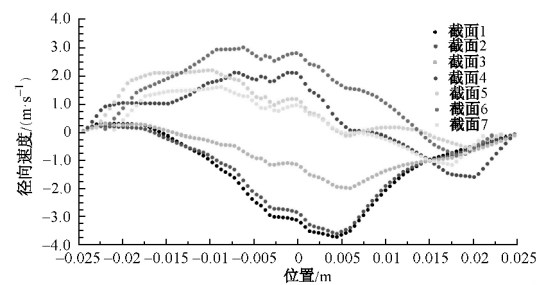
各截面位置的轴向速度相同, 流固耦合条件下激励频率从 2~20 Hz 各截面径向速度分布曲线如图 7 所示。



(a) $f=2$ Hz



(b) $f=4.5$ Hz



(c) $f=6$ Hz

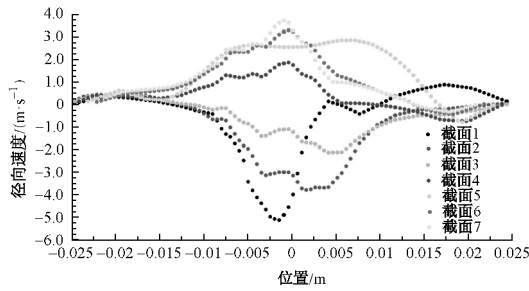
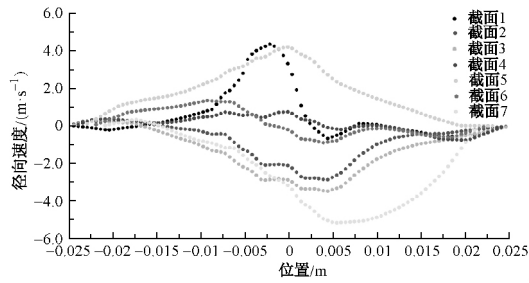
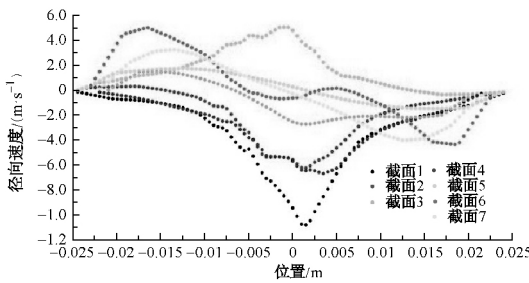
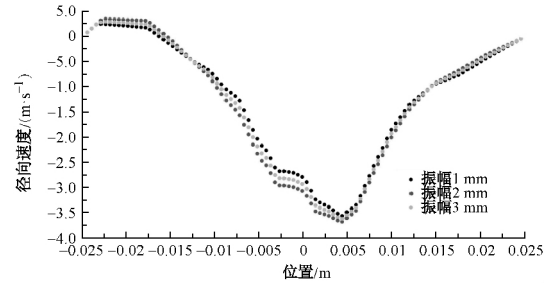
(d) $f=8.5$ Hz(e) $f=15$ Hz(f) $f=20$ Hz

图 7 旋流分离器各截面径向速度分布

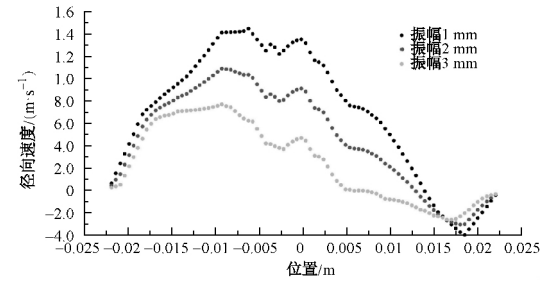
Fig. 7 Radial velocity distribution of each cross section of cyclone separator

由图 7 可以看出, 径向激励力和内部内锥的扰动对径向速度的影响较大, 激励频率下各截面的径向速度在器壁附近有波动, 且随着离轴心位置越近径向速度值越大。在 15 和 20 Hz 高频率下, 激励力频率对径向速度整体分布影响较大, 径向速度的曲线规律被打破。加入激励频率后, 部分截面径向速度最大值与静态情况相比有所增加。

6 Hz 下 3 种振幅圆柱段的径向速度对比如图 8(a) 所示。在 6 Hz 振动频率下, 振幅 1、2、3 mm 变化对旋流分离器圆柱段径向速度的影响较弱, 但振幅对于圆锥段径向速度的最大值影响较大, 如图 8(b) 所示, 振幅每增加 1 mm, 径向速度的最大值下降 5%~20%, 由此预测在 3 mm 振幅时, 旋流分离器的分离效率将低于 1 mm 振幅。



(a) 6 Hz 激励下截面 2 的径向速度



(b) 6 Hz 激励下截面 6 的径向速度

图 8 旋流分离器振幅对径向速度的影响

Fig. 8 Influence of the amplitude on radial velocity of cyclone separator

3.1.3 中轴面零速包络面分析

旋流分离器内旋流和外旋流的分界面可视为轴向零速包络面 (locus of zero vertical velocity, LZVV), 其外形走向与旋流器外形相符, 该面由轴向零速度点构成, 其位置对旋流分离器的分离粒度有重要影响。旋流分离器在各激励力条件下的中轴面零速包络面图如图 9 所示。

(a) $f=2$ Hz(b) $f=4.5$ Hz(c) $f=6$ Hz(d) $f=8.5$ Hz(e) $f=15$ Hz

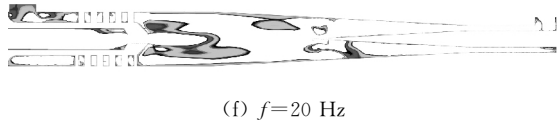


图 9 旋流分离器中轴面零速包络面图

Fig. 9 Locus of zero vertical velocity in the cyclone separator

零速包络面结构形状在激励频率 2、4、5 和 6 Hz 时形状基本相同,整体呈倒锥形状,内锥深入包络面内部,内锥表面也为零速包络面的一部分;在频率为 8.5、15 和 20 Hz 时,零速包络面变化较大,8.5 Hz 时内锥不再深入包络面内,15 Hz 时零速包络面被破坏,但圆柱段还存在零速包络面,20 Hz 时零速包络面已经不可见,表明此时轴向速度发生了质的改变,向上的溢流运动无法连续,并在相当大的区域内存在循环流动,故判断此时旋流分离器失去分离效果。

3.2 分离效率结果分析

3.2.1 振动频率对分离效率的影响

在设定振幅不变的情况下,分离效率与振动频率关系曲线如图 10 所示。

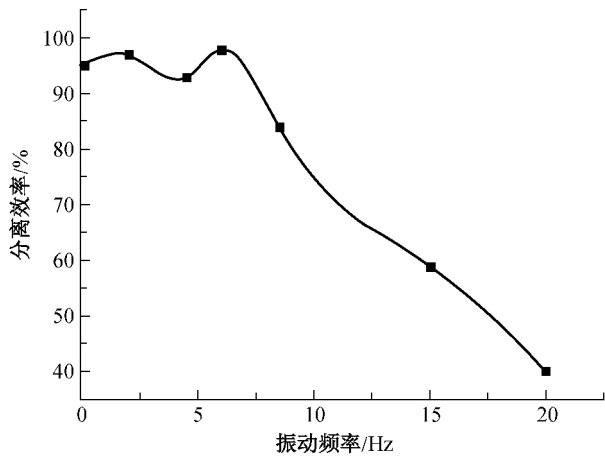


图 10 分离效率与振动频率关系

Fig. 10 Relation between separation efficiency and vibration frequency

由图 10 可知,当频率为 2~6 Hz 时,随着振动频率的增加,旋流分离器的分离效率先稍有下降然后稍有增加,按波形分布,总体平均数值略高于静态模式分离效率。但在 6 Hz 时,分离效率相对较高,达到 96%,静态模式的分离效率为 93%,说明一定频率的振动能够促进油水分离效率提高。这是因为振动使得流场径向速度加大,径向速度的增加促进外旋流区域的轻质相向内旋流区域移动,同时,振动会在旋流分离器内锥处加速脱体涡的漩涡泄放。由粒子图像测速法(PIV 技术)获得的旋流分离器振动

流场可以看到涡量泄放情况如图 11 所示。

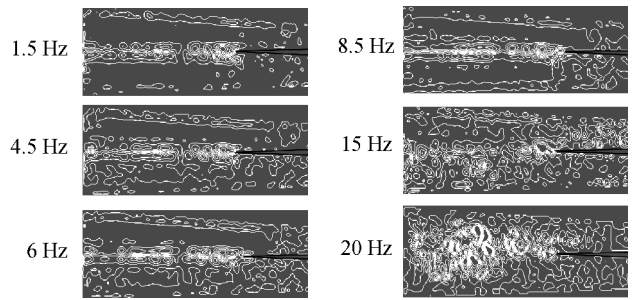


图 11 不同频率下旋流分离器圆锥段涡量

Fig. 11 Vorticity diagram of cyclone separators under different frequencies

由图 11 可知,当频率为 2~6 Hz 时,随着频率的增加,漩涡有序泄放且泄放周期小,快速的漩涡泄放有助于轻质相向溢流方向的运输,使更多的轻质相油进入溢流通道,从而提高分离效率。但在 8.5 Hz 之后,旋流分离器的分离效率急速下降,20 Hz 时,旋流分离器的分离效果下降至 40% 左右。分析造成分离效率发生这种变化的原因是:随着频率的提高,旋流分离器结构域出现了拍振现象,旋流内部流场发生了质的变化,速度变化不再遵从原来的规律,速度最高值不再有规律地出现在中轴线处,而是随机排布,流体呈现不稳定流动,涡量急速增加且不再沿中轴线分布。内部流场的巨大变化直接导致轻质相油不会继续按照原有的流线运动,分离效率主要来源于螺旋流道和圆柱段的简单分离,此时圆锥段的分离作用几乎消失。

3.2.2 振动幅值对分离效率的影响

各频率下旋流分离器分离效率和振幅的对应关系如图 12 所示。

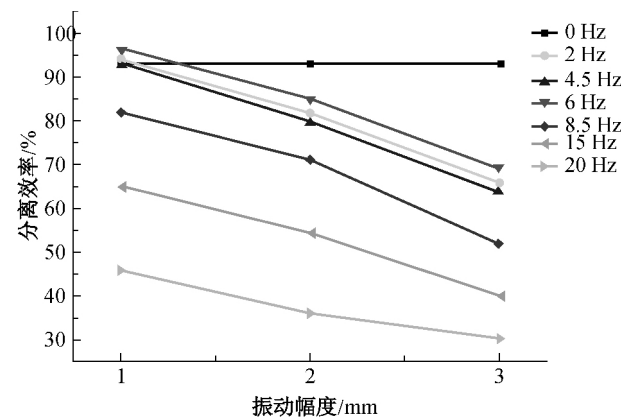


图 12 分离效率与振动幅值变化关系

Fig. 12 Relation between separation efficiency and vibration amplitude

由图12可知,随着振幅的增加,各频率下分离效率均降低,只是降低的程度有所不同。从流体动力学及旋流分离的理论出发,当振幅增大时,由于惯性作用,流场中心高含油区域向两边高含水区扩散,连续相中便会有部分重质相水直接进入内旋流域并经溢流口流出,导致溢流的高含油被稀释,分离效率降低。

4 结 语

本文对简谐激励条件下螺旋流道内锥型旋流分离器进行了数值模拟研究,得到了多种激励条件下流场结构变化情况和分离效率变化规律,分析表明:

(1) 根据得到的流场轴向速度曲线和径向速度曲线,在低频(2~8.5 Hz)激励下,各截面流场速度曲线形状变化不大,但是轴向速度的最大值均有所降低;在高频(15和20 Hz)激励下,结构出现拍振现象,流场速度曲线形态受到破坏。振幅增加对轴向速度的影响很小,但圆锥段径向速度的极值会随着振幅的增加而逐渐减小。

(2) 根据零速包络面结构形状,在频率0~6 Hz时,其均为倒锥形,且内锥均深入包络面内部,加大了零速包络面范围;在8.5~20 Hz时,零速包络面范围逐渐缩小,厚度逐渐加大,在20 Hz频率下零速包络面几乎消失,此时也能说明旋流器的流场受影响较大,进而影响到旋流器的分离效率。

(3) 振动频率和振幅对旋流器分离效率存在影响。在振动频率保持不变的情况下,随着振幅的增加,旋流器分离效率降低;在振幅保持不变的情况下,随着频率的增加,分离效率呈现先波形变化然后直线下降的趋势。

(4) 在低频(2~6 Hz)和低振幅(1 mm)时,旋流分离器分离效率高于静止状态,说明在一定频率

激励下,振动能够促进螺旋流道内锥型旋流分离器的油水分离。

参 考 文 献

- [1] CHANG X D, ZHAO L X, SHU D. Hydrocyclone and its application in petroleum storage and transportation [J]. Pipeline Technique & Equipment, 2005(6):26-28.
- [2] YUAN H X, WANG Y J. Application of hydrocyclone separation in petrochemical industry[J]. Filter & Separator, 2002, 12(3): 33-36.
- [3] 蒋明虎. 旋流分离技术研究及其应用[J]. 大庆石油学院学报, 2010, 34(5):101-109
- [4] DEGROOTE J, BRUGGEMAN P, HAELTERMAN R. Stability of a coupling technique for partitioned solvers in FSI applications[J]. Computers & Structures, 2008, 86(23): 2224-2234.
- [5] 陈明, 蒲家宁. 充液管道流固耦合模型的时空二阶 Godunov 型解[J]. 中国机械工程, 2008, 20(11):1347-1351.
- [6] 税朗泉, 刘永寿, 顾致平, 等. 轴向周期激励下含脉动流体筒支管道横向振动稳定性分析[J]. 振动与冲击, 2012, 31(7): 133-136
- [7] BAZILEVS Y, CALO V M, ZHANG Y, et al. Isogeometric Fluid - structure Interaction Analysis with Applications to Arterial Blood Flow[J]. Computational Mechanics, 2006, 38(4/5):310-322.
- [8] 黄乐萍, 范宝春, 董刚. 壁面展向周期振动减阻机理及其二维波谱分析[J]. 船舶力学, 2010, 14(4):325-332
- [9] 李森, 董春红, 王尊策, 等. 流固耦合作用下变径圆管内油水两相流动特性研究[C]//中国力学大会-2015 论文摘要集. 2015.
- [10] 徐艳, 张彦月, 徐德奎, 等. 振动条件下旋流分离器内螺旋流的流固耦合研究[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2017, 41(4):140-147.
- [11] 刘扬, 刘巨保, 罗敏. 有限元分析及应用[M]. 北京: 中国电力出版社, 2008.

(责任编辑: 杜 佳)