

一种可用于重油降粘的大功率超声换能器设计

刘磊¹, 徐德龙^{2,3}, 杨岩^{2,3}, 任波¹, 曹畅¹, 程仲富¹

(1. 中国石油化工股份有限公司西北油田分公司石油工程技术研究院, 新疆乌鲁木齐 830011;
2. 中国科学院声学研究所超声技术中心, 北京 100190; 3. 北京市海洋深部钻探测量工程技术研究中心, 北京 100190)

摘要: 基于夹心式压电换能器基本原理, 设计了一种可用于井口重油降粘和高凝油降凝的工业规模应用的大功率压电超声换能器, 其工作频率为 16.86 kHz, 输入电功率为 500 W, 可在 100℃高温环境下长时间连续工作。首先根据工作环境需要设计了换能器模型, 结合等效电路法和传输矩阵法, 计算了换能器满足谐振频率条件的各部分参数; 通过有限元仿真软件 ANSYS 对换能器进行了模态分析和谐响应分析, 确定了换能器的最佳工作模态和工作频率。根据仿真模型, 制作了工程样机, 通过阻抗分析仪测得实际的工作频率与仿真结果的误差为 0.5%。这种大功率压电超声换能器有望在重油降粘以及超声处理工业中得到规模化应用。

关键词: 重油降粘; 夹心式压电换能器; 大功率换能器; 工业规模; 工程样机

中图分类号: TB552

文献标识码: A

文章编号: 1000-3630(2019)-04-0470-06

DOI 编码: 10.16300/j.cnki.1000-3630.2019.04.019

A high power ultrasonic transducer for viscosity reduction of heavy oil

LIU Lei¹, XU De-long^{2,3}, YANG Yan^{2,3}, REN Bo¹, CAO Chang¹, CHENG Zhong-fu¹

(1. Engineering Technology Research Institute, Northwest Branch Company, SINOPEC, Urumuqi 830011, Xinjiang, China;
2. Research Center for Ultrasonics and Technologies, Institute of Acoustics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;
3. Beijing Deep Sea Drilling Measurement Engineering Technology Research Center, Beijing 100190, China)

Abstract: Based on the basic principle of the sandwich piezoelectric transducer, a high-power ultrasonic horn, which can be used for the viscosity reduction of heavy oil and the pour-point reduction of high pour-point oil, is proposed and designed. The basic frequency of the horn is 16.8 kHz, and the input electrical power is 1 kW. It can work continuously in an environment of 100℃ on the industrial scale. Firstly, according to the working environment, the model of the ultrasonic horn is designed, and based on the equivalent circuit method and the transfer matrix method, the parameters of the horn meeting the resonant frequency condition are calculated. Secondly, the best working mode and frequency are determined by modal analysis and harmonic response analysis of the finite element simulation software ANSYS. According to the simulation, a prototype is made and measured by an impedance analyzer. Its basic frequency is in good agreement with the simulation calculation. The result shows that this high-power ultrasonic horn is expected to be applied in heavy oil viscosity reduction and ultrasonic sludge disintegration on an industrial scale.

Key words: viscosity reduction of heavy oil; sandwich piezoelectric transducer; high power transducer; on the industrial scale; engineering prototype

0 引言

随着经济的发展, 人们对石油等能源的需求越来越大。特别近十年来, 对石油天然气的需求量每年以 1.8% 的速率增加。世界石油资源的日益紧缺, 使得占可采储量 70% 以上的重油、超重油和高凝油

的开发利用越来越得到人们的重视^[1-2]。但是, 由于超重油和高凝油的高粘度、高密度、高凝点、流动性差等特点使得开采难度大, 原油采收率较低, 在工业生产期限内难以获得更多的石油资源。因此, 如何有效降低重油和超重油的粘度、降低高凝油的凝点, 从而改善其在常温下的流动性, 对超重油和高凝油的开发、运输具有重要意义。

超声降粘就是利用声空化产生的高温、高压和冲击波等物理效应来加速或改变化学反应过程, 即利用大功率超声换能器产生的声波能量(主要利用超声波的空化作用、热作用和力学作用)降低稠油粘度, 从而提高原油的运输能力。这种输油技术的可行性在实验方面已经得到验证^[3-5], 但是目前的研究

收稿日期: 2018-03-20; 修回日期: 2018-04-23

基金项目: 国家自然科学基金项目(11474305), 中石化重大科技项目(ZDP17005), 国家科技重大专项课题(2011ZX05032-003)和国家重大科研装备研制项目(ZDYZ2012-1-07-01)资助。

作者简介: 刘磊(1984—), 男, 陕西西安人, 工程师, 研究方向为稠油开采工艺设计。

通讯作者: 徐德龙, E-mail: xudelong@mail.ioa.ac.cn

大部分都局限在实验室中，关于夹心式压电陶瓷功率超声换能器的理论计算和工程设计，换能器研究人员进行了大量的研究工作，提出了许多设计理论^[6-11]。但截至目前，可应用于工业生产线的大功率变幅杆换能器还比较少，主要的原因是换能器不耐高温、不能长时间连续工作及批量处理规模小等。

因试验现场新疆油田稠油井口采出液的温度较高(约 70℃~90℃)、而且要求在线连续处理，因此对换能器的辐射头的耐腐蚀要求较高，并且换能器需要固定在输油管线上，因此为了增大辐射端位移量和固定换能器，采用了两级变幅杆的设计，主要用以满足换能器在线固定工作和耐腐蚀的需要。基于油田现场重油井口降粘的实际试验需求，本文设计了一种由压电陶瓷片、前后金属盖板、金属变幅杆、预应力螺栓、金属电极片、预应力螺栓绝缘套管以及风冷、水冷降温外壳组成的变幅杆压电换能器。

1 理论基础

在全波长换能器基础上，本文设计一种由一个半波长振子和两个半波长三段式变幅杆组成的多级换能器，设计频率为 16.86 kHz。对于一个半波长的振子，振动时两端振幅最大，中间存在一个振速为零的截面，称为节面。由于整个换能器有三个节面，如图 1 所示，结构比较复杂，在设计过程中分为三段来分析模拟。

1.1 基于等效电路法的压电晶堆设计

图 1 中，节面的位置随前、后盖板及晶片堆的密度、声速和尺寸而改变。设计振子时，必须确定其节面位置，以便固定振子并整体考虑换能器的结构。为了设计时简化，可由节面将它分为两部分，前后两部分分别单独设计。

假定节面 1 为振子的振动节面，节面 1 将第一部分分为左右两半，左(右)半部分的机电等效图如图 2 所示。假设工作介质为空气，则左半部分等效机械阻抗^[12]为

$$Z_m = j\rho_{11}v_{11} \tan k_{11}l_{11}, \quad k_{11} = \frac{2\pi f}{v_{11}} \quad (1)$$

其中， ρ_{11} 、 v_{11} 、 k_{11} 和 l_{11} 分别为为 I_{11} 部分的密度、声速、波数以及长度(下文中下标定义参考此处的定义方式)。

机械共振频率为动态回路中总电抗等于 0 时的频率。假设 $Z_m = R_m + jX_m$ ，其中 R_m 和 X_m 分别为等效电阻和等效电抗，一般情况下， R_m 为 0。则共振时的总电抗为

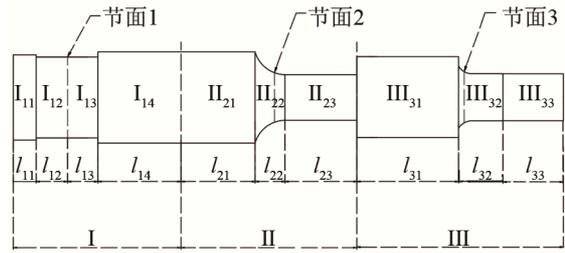


图 1 换能器简化结构图
Fig.1 Sketch of the transducer structure

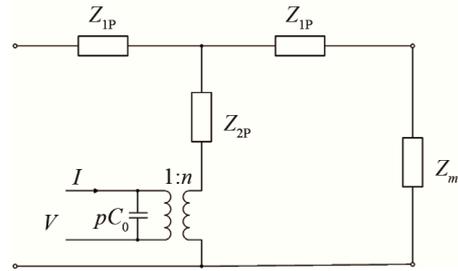


图 2 换能器机电等效电路图
Fig.2 Electromechanical equivalent circuit diagram of the transducer

$$X = j\rho_e v_e S_1 \tan \frac{k_e l_{12}}{2} + \frac{\rho_e v_e S_1}{j \sin k_e l_{12}} + jX_m = 0 \quad (2)$$

即：

$$\tan k_e l_{13} = \rho_e v_e S_1 / X_m \quad (3)$$

其中， S_1 为 I_{11} 端面面积， k_e 、 ρ_e 和 v_e 分别为对应部分的等效波数、密度和等效声速。

同理可得到右半部分的频率方程，则左右两部分的频率方程为

$$\begin{cases} \tan k_e l_{13} = \frac{\rho_e v_e}{\rho_{14} v_{14}} \cot k_{14} l_{14} \\ \tan k_e l_{12} = \frac{\rho_e v_e}{\rho_{11} v_{11}} \cot k_{11} l_{11} \end{cases} \quad (4)$$

根据方程(4)确定出换能器第 I 部分的参数如表 1 所示。

表 1 第 I 部分参数表
Table 1 Parameters of the first part of the transducer

属性	材料	直径/mm	内径/mm	长度/mm
I_{11}	45 号钢	63	/	23
I_{12}	PZT8	60	20	21
I_{13}	PZT8	60	20	21
I_{14}	铝	68	/	58

1.2 基于传输矩阵法的半波长超声变幅杆设计

本文采用具有圆弧过渡段的半波长阶梯型变幅杆，以下通过传输矩阵法^[13]计算各部分的谐振长度。变幅杆机械振动方程为

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \frac{1}{s} \frac{\partial s}{\partial x} \frac{\partial \xi}{\partial x} + k^2 \xi = 0 \tag{5}$$

其中, s 是变幅杆的截面面积, ξ 为振动加速度。任一种形状函数的纵振杆件的纵振状态, 用矩阵形式均可表示为

$$\begin{bmatrix} F_2 \\ \dot{\xi}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ \dot{\xi}_1 \end{bmatrix} \tag{6}$$

其中, α 为四端网络参量, F 为端面受力, 作用在变幅杆输入端($x=0$)及输出端($x=L$)的力及振动速度分别为 F_1 、 $\dot{\xi}_1$ 及 F_2 、 $\dot{\xi}_2$ 。

本文所设计变幅杆为三段式, 如图 3 所示, 分别为圆柱部分、过渡段部分、圆柱部分。

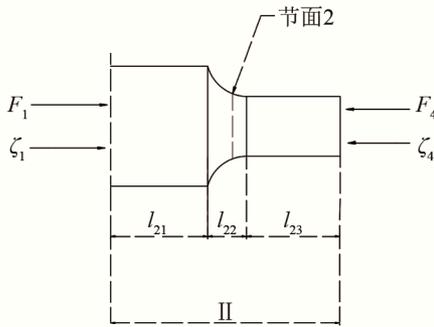


图 3 一级变幅杆示意图
Fig.3 Sketch of the first order horn

三段式变幅杆的传输矩阵方程为

$$\begin{pmatrix} \dot{\xi}_4 \\ F_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \alpha_{11}^3 & \alpha_{12}^3 \\ \alpha_{21}^3 & \alpha_{22}^3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \alpha_{11}^2 & \alpha_{12}^2 \\ \alpha_{21}^2 & \alpha_{22}^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \alpha_{11}^1 & \alpha_{12}^1 \\ \alpha_{21}^1 & \alpha_{22}^1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\xi}_1 \\ F_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\xi}_1 \\ F_1 \end{pmatrix} \tag{7}$$

其中, F_1 、 $\dot{\xi}_1$ 及 F_2 、 $\dot{\xi}_2$ 分别为作用在变幅杆输入端及输出端的力及振动速度。设变幅杆的面积函数为 $R(x)$, 令 $R(x)|_{x=0}=R_0$, $R(x)|_{x=L}=R_L$, 由文献[13]可知, 任意形状变幅杆传输矩阵中的四端网络参量为 α_{11} 、 α_{12} 、 α_{21} 、 α_{22} 为:

$$\begin{cases} \alpha_{11} = \frac{Z_{02}}{Z_{01}} \cdot (N \cos(k'L) + \sin(k'L) \cdot (\frac{1}{R_L})' / k') \\ \alpha_{12} = \frac{jZ_{01}}{k} \left\{ \left[\left(\frac{1}{R_L} \right)' \cdot \left(\frac{1}{R_0} \right)' \cdot \frac{1}{k'} + \left(\frac{1}{R_L} \right) \cdot \left(\frac{1}{R_0} \right) \cdot k' \right] \sin(k'L) + \left[\left(\frac{1}{R_0} \right)' \cdot \left(\frac{1}{R_0} \right) - \left(\frac{1}{R_L} \right)' \cdot \left(\frac{1}{R_0} \right)' \right] \cos(k'L) \right\} \\ \alpha_{21} = \frac{k \sin(k'L) \cdot N}{k' \cdot Z_{01}} \cdot j \\ \alpha_{22} = \left(\frac{R_0}{R_x} \right) \xi_1 \left\{ \cos(k'L) - \frac{1}{k'} \sin[(k'L) \cdot (\frac{1}{R_0})] / \left(\frac{1}{R_0} \right) \right\} \end{cases} \tag{8}$$

其中, R_0 、 R_L 、 R_x 为当位移坐标分别 $x=0$ 、 L 、 x 时的半径函数, Z_{01} 、 Z_{02} 分别为变幅杆输入端的输入力阻抗及输出力阻抗, k 为圆波数, $k^2 = \frac{\omega^2}{c^2}$,

$k' = (k^2 - \beta^2)^{\frac{1}{2}}$, $N = \frac{R_1}{R_2}$ 为面积系数。设计时设变幅杆输出端负载为 0, 即 $F_4=0$, 变幅杆输入端处于振幅最大、应力为 0 的位置, 故 $F_1=0$, 根据式(4), 由 $\alpha_{12}=0$, 即可得出第二部分(一级变幅杆)的参数如表 2 所示。

表 2 第 II 部分参数表
Table 2 Parameters of the second part

属性	材料	外径/mm	内径/mm	圆弧半径/mm	长度/mm
I ₂₁	铝	68	/	/	58
I ₂₂	铝	/	/	23	22
I ₂₃	铝	34	/	/	53

换能器第三部分(二级变幅杆)的设计原理跟第二部分相同, 同理得出第三部分的参数如表 3 所示。

表 3 第 III 部分参数表
Table 3 Parameters of the third part

属性	材料	外径/mm	内径/mm	圆弧半径/mm	长度/mm
I ₃₁	钛合金	60	/	/	70
I ₃₂	钛合金	/	/	12	9.5
I ₃₃	钛合金	35	/	/	68

2 换能器设计与仿真

本文换能器设计的初衷是在大功率高温环境下长时间工作, 前盖板为铝材料, 虽然利用铝和钢的密度的比值较大的特点能提高前盖板的纵向振动位移, 但是铝的导热性较好, 在高温条件下工作会导致换能器温度过高而影响工作效率, 尤其会增加压电陶瓷断裂的风险。为了提高整个换能器在高温、耐腐蚀环境下的工作特性, 本文设计了由钛合金材料制作而成的二级变幅杆^[4], 钛的导热系数小、弹性模量小, 其导热系数 $\lambda=15.24 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$, 为铝的 1/14, 而各种钛合金的导热系数比铝的导热系数约下降 50%, 且具有强耐腐蚀性。钛合金变幅杆三维模型如图 4 所示。

将变幅杆中间部分设计为法兰圆盘, 主要是便于在输油管线中进行固定安装; 圆盘与底部圆柱过渡部分设计为指数变化型结构, 这样设计是为了缓冲两种结构过渡部分的应力分布, 降低断裂的风险。为了提高计算效率, 根据模型的轴对称特性, 将三维模型简化为图 5 所示的 1/2 二维平面模型,

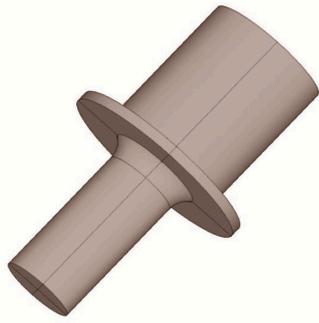


图 4 二级变幅杆三维模型
Fig.4 Three dimensional model of the second order horn

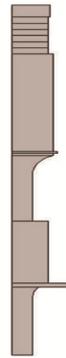


图 5 换能器的 1/2 二维模型
Fig.5 The half two dimensional model of the transducer

对于整个换能器，忽略预应力螺栓及电极片，用 ANSYS 进行模态分析，得出了它的前五阶模态，如图 6 所示。

图 6 中的模态分析结果显示，一阶、二阶模态节点位置（蓝色区域）偏离了压电陶瓷晶堆，这会降低机电转换效率；四阶、五阶模态横向的形变严重，说明此模态耦合振动强烈，振动的单一稳定性太差。三阶模态节点分布从图 6(c)中难以辨别，为了更清楚地观察三阶模态的振动效果，绘制了纵向位移分布曲线图，如图 7 所示。从图 7 中可以看出，3 个节面分别在 45、170、325 mm 处，在变幅杆顶端处振动幅度达到最大。其中 45 mm 节面处于压电陶瓷堆的中间电极面附近，从而可以激发出更大功率的声波，有效提高换能器的机电转换效率。170 mm 和 325 mm 节面处均为指数型结构过渡部分，位移节点为应力波腹，局部应力达到峰值，容易发生断裂的风险，故此处设计为指数型结构来缓冲应力分布符合实际情况。

在换能器整个结构中，压电陶瓷晶堆是最核心的部件，也是最容易因受力引起断裂的部件，因此，使压电陶瓷晶堆处的应力始终保持在较小的状态是换能器长时间工作的保证。此外根据经验，变幅杆与换能器连接处也是比较容易断裂的位置，所以要同时兼顾此处的应力状态。根据 Ansys 谐响应分

析得出的频率与等效力值的关系以及频率与位移的关系，得出不同频率下压电陶瓷晶堆、变幅杆连接处的等效力以及变幅杆顶端位移，统计结果如表 4 所示，并画出压电陶瓷晶堆处与变幅杆连接处等效力频响曲线，如图 8 所示。

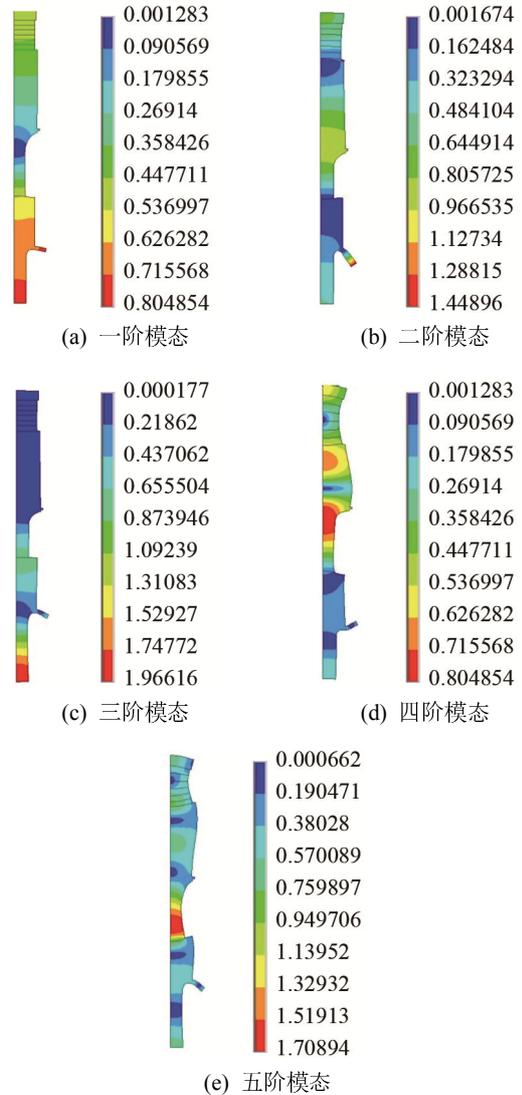


图 6 换能器纵向振动的模态分析
Fig.6 Modal analysis of transducer longitudinal vibration

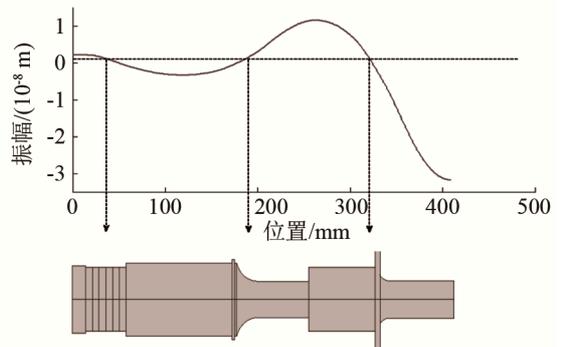


图 7 换能器谐振频率下振动位移曲线
Fig.7 Vibration displacement curve of the transducer at the resonance frequency

表 4 谐振频率下不同位置处的等效应力与位移
Table 4 Equivalent stress and displacement at different places of the transducer and at different resonance frequencies

频率/ kHz	压电陶瓷晶堆 处等效应力/Pa	变幅杆连接处 等效应力/Pa	变幅杆顶 端位移/ μm
f_1	4.21	3 453.62	14 681.80
f_2	11.98	49 488.60	28 862.10
f_3	16.76	488.86	1 492.59
f_4	22.60	103 627.00	43 088.70
f_5	28.49	24 314.40	22 879.50

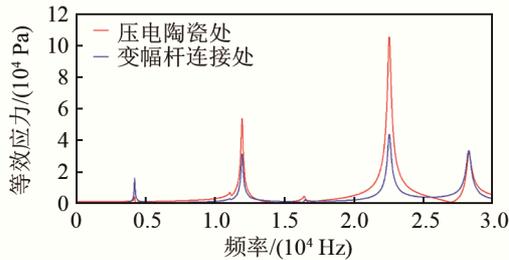


图 8 不同频率下压电陶瓷晶堆与变幅杆连接处的等效应力频响曲线

Fig.8 The frequency response curves of equivalent stress at the piezo-electric stack and at the horn connection

根据模态分析与谐响应分析,考虑上述的应力和位移等因素,综合得出三阶模态(16.76 kHz)是最理想的振动模式。

3 工程样机测试

根据仿真计算,制作了换能器样机,在理论仿真模型的基础上加上了预应力螺栓和风冷、水冷降温外壳,如图 9 所示。



图 9 换能器样机实物图

Fig.9 The prototype of the transducer

用 PV70A 型阻抗分析仪测量样机的导纳曲线如图 10 所示,实测换能器的导纳曲线在 16.86 kHz 频率处出现了明显的峰值,与仿真结果吻合度较好,如表 5 所示。使用功率计对样机正常运行时的

输入电功率进行了多次测量,根据测量结果和相应的误差范围,确定样机输入电功率为 500 W 以上。

由于理论计算的模型为简化模型,忽略了预应力螺栓、金属散热外壳以及法兰盘,因此与实际的测量结果有一定的偏差。有限元仿真结果则更接近于实际测量结果,这说明了在设计较为复杂结构的换能器时有限元法更为有效。

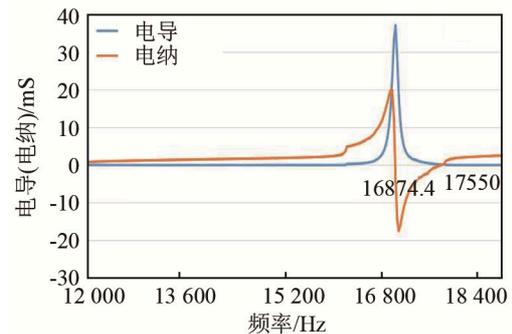


图 10 实测换能器导纳曲线

Fig.10 Admittance curve of the transducer measured by PV70A impedance analyzer

表 5 换能器共振频率的实验值、仿真值与理论值对比
Table 5 Comparison between experimental, simulated and theoretical resonance frequencies

实验值 f_s / kHz	仿真值 f_a / kHz	理论值 f_p / kHz	$\frac{ f_s - f_a }{f_s}$	$\frac{ f_s - f_p }{f_s}$
16.86	16.76	17.5	0.5%	6%

4 结 论

本文设计了一种新的压电超声换能器,其工作频率为 16.86 kHz,输入电功率为 500 W,能够在高温环境下长时间连续工作。通过理论仿真分析了它的压电陶瓷晶堆以及整体换能器工作模态、谐振频率和应力及位移情况,主要特点有:

(1) 仿真计算的最佳工作频率为 16.76 kHz,与实测样机的工作频率 16.86 kHz 存在 0.5% 的误差,精度高于理论计算结果。选择合适的工作频率保证了易断裂部位(如压电晶堆处和变幅杆连接处)的应力分布较小,使得换能器可以长时间连续工作。

(2) 换能器压电陶瓷堆和通过螺钉链接的变幅杆是整个结构中应力承受的极限最小处,本文选择的工作频率和结构设计,保证了此处的应力始终处于一个较小的水平,使得换能器可在大功率状态下连续工作。

(3) 换能器采用耐高温、耐腐蚀的钛合金材料制作,同时为了避免陶瓷元件的过度发热,采用强

制风冷及水冷的方法,使得换能器可以在高温环境下正常工作,有望在超重稠油降粘和超声处理工业中得到大规模的应用。

致谢 感谢中国科学院声学研究所王秀明教授的指导和何北星工程师的帮助。

参 考 文 献

- [1] ALBOUDWAREJ H, FELIX J, TAYLOR S, et al. Highlighting heavy oil[J]. *Oilfield Rev*, 2006, **18**(2): 34-53.
- [2] 于连东. 世界稠油资源分布及其开采技术的现状与展望[J]. *特种油气藏*, 2001, **8**(2): 98-103.
YU Liandong. Status and prospect of heavy oil resources distribution and mining technology in the world[J]. *Special Oil and Gas Reservoirs*, 2001, **8**(2): 98-103.
- [3] MICHAEL P J. Velocity control and the mechanical impedance of single degree of freedom electromechanical vibrators[J]. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1988, **84**(6): 1994-2001.
- [4] 徐德龙, 邓京军, 李超, 等. 超重油降粘中超声波作用的研究[J]. *声学技术*, 2014, **33**(6): 517-521.
XU Delong, DENG Jingjun, LI Chao, et al. Effects of ultrasonic wave on viscosity reduction for Venezuela and Fengcheng ultra heavy oil[J]. *Technical Acoustics*, 2014, **33**(6): 517-521.
- [5] XU D L, DENG J J, LI C, et al. Research on viscosity reduction of oil in water for ultra heavy oil by using of ultrasonic wave[C]//*Proceedings of the 21st International Congress on Sound and Vibration*, Interanational Institute of Acoustics and Vibration (IIAV), 2014: SS24-26.
- [6] XU D L, DENG J J, LI C, et al, Effects of ultrasonic wave on the pour point and properties of Sudan high pour point crude oil[C]//*The 14th Meeting of the European Society of Sonochemistry (ESS14)*, 2-6th, June, Avignon University, France.
- [7] COATES R, MATHAMS R F. Design of matching networks for acoustic transducers[J]. *Ultrasonics*, 1988, **26**(1): 59-64.
- [8] DUBUS B, DEBUS J C. Analysis of mechanical limitations of high power piezoelectric transducers using finite element modeling[J]. *Ultrasonics*, 1991, **29**(3): 201-207.
- [9] GOUGH P T, KNIGHT J S. Wide bandwidth, constant beam width acoustic projectors: a simplified design procedure[J]. *Ultrasonics*, 1989, **27**(3): 234-238.
- [10] ATHIKOM B, HARIK P, ROBERT D F. Optimizing the performance of piezoelectric drivers that use stepped horns[J]. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1991, **90**(3): 1223-1229.
- [11] 林书玉. 夹心式功率超声压电陶瓷换能器的工程设计[J]. *声学技术*, 2006, **25**(2): 160-163.
LIN Shuyu. Design of sandwich piezoelectric ceramic ultrasonic transducer[J]. *Technical Acoustics*, 2006, **25**(2): 160-163.
- [12] 栾桂冬. 压电换能器和换能器阵[M]. 北京: 北京大学出版社, 2005.
LUAN Guidong. Piezoelectric transducer and array[M]. Beijing: Peking University Press, 2005.
- [13] 余剑武, 柳波, 罗红, 等. 玻璃振动模压中变幅杆高温模态分析及实验研究[J]. *声学技术*, 2018, **37**(1): 51-56.
YU Jianwu, LIU Bo, LUO Hong, et al. High temperature modal analysis and experimental study of the ultrasonic horn for glass vibration molding[J]. *Technical Acoustics*, 2018, **37**(1): 51-56.
- [14] 赵仲茂. 超声变幅杆的原理和设计[M]. 北京: 科学出版社, 1987.
ZHAO Zhongmao. Principle and design of ultrasonic horn[M]. Beijing: Science Press, 1987.