第37卷第9期 东北大学学报(自然科学版) Vol. 37, No. 9
2016年9月 Journal of Northeastern University (Natural Science) Sep. 2016

doi:10.3969/j.issn.1005-3026.2016.09.017

# 反向扩孔气动冲击器内活塞结构的仿真研究与优化设计

徐海良, 陈 旺, 赵宏强, 徐绍军
(中南大学 机电工程学院, 湖南 长沙 410083)

**摘 要**:分析了反向扩孔气动冲击器工作原理,运用牛顿运动定律、热力学能量守恒定律、定常流动能量方程、波动理论等建立活塞运动的数学模型——冲击器性能(钻头获得的冲击能和破岩的有效功率)与内活塞结构参数的函数关系. 利用 Matlab 数学软件对反向扩孔气动冲击器活塞运动的数学模型进行数值求解. 对影响反向扩孔气动冲击器性能的各内活塞结构参数进行了详细的仿真分析,得到了各结构参数与气动冲击器性能之间的关系. 钻头所获的冲击能和破岩有效功率会随着内活塞外径、内活塞长度、内活塞前端到钻头的距离的增大而减小.

**关 键 词**:反向扩孔气动冲击器;内活塞;数学模型;结构参数;性能
**中图分类号**:TH 47 **文献标志码**:A **文章编号**:1005-3026(2016)09-1293-06

# Optimization Design and Computer Simulation of the Reverse Counterboring Pneumatic Impactor's Inner Piston Structure

*XU Hai-liang, CHEN Wang, ZHAO Hong-qiang, XU Shao-jun*
(School of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China. Corresponding author: XU Hai-liang, E-mail: 134250@csu.edu.cn)

**Abstract**: The working principles of the reverse counterboring pneumatic impactor were analyzed. The mathematical model of piston movement was built based on Newton's laws of motion, energy conservation law of thermodynamics, steady flow energy equation and wave theory to explore the relationship between the performance parameters (i.e., impact energy and rock breaking effective power) and inner piston structure parameters of the impactor. The mathematical software Matlab was used to solve the mathematical model of the reverse counterboring pneumatic impactor's piston movement. The inner piston structure parameters which affect the impact performance were analyzed in detail to obtainthe relationship between the impact performance and the inner piston structure parameters. It was found that the drill's impact energy and rock breaking effective power will reduce with the increase of the inner piston's outside diameter, the inner piston's length and the distance from the inner piston's front face to the drill.

**Key words**: reverse counterboring pneumatic impactor; inner piston; mathematical model; structure parameter; performance

反向扩孔气动冲击器是一种应用于非开挖工程的新型的气动冲击设备,它能够产生瞬间很大的冲击力,从而能够高效破碎岩石. 非开挖技术是指使用微开挖或者不开挖技术对地下管线、管道和地下电缆进行铺设、修复或更新的新技术[1-3]. 由于非开挖施工具有效率高、成本低、不破坏环境、不影响交通等一系列优点,广泛应用于地下管线的施工[4-7].

本文研究的是反向扩孔气动冲击器内活塞结构参数对冲击器性能的影响. 建立反向扩孔气动冲击器处于稳定工作状态时的性能参数(活塞冲击前动能 $E_1$,钻头获得的冲击能 $E_2$,冲击频率 $f$,

收稿日期:2015-05-05
基金项目:国家自然科学基金资助项目(51375499).
作者简介:徐海良(1965-),男,湖南湘乡人,中南大学教授,博士生导师;徐绍军(1965-),女,湖南沅江人,中南大学教授.

有效功率 $P_w$)与内活塞结构参数(内活塞外径 $d_1$,内活塞的长度 $l_a$,内活塞前端到钻头的距离 $l_b$)的关系的数学模型,研究反向扩孔气动冲击器的内活塞性能与结构参数之间的函数关系.

## 1 工作原理

图 1 为反向扩孔气动冲击器结构示意图,其工作原理:冲击器工作行程分为回程和冲程. 回程时,前气腔在空气压缩机的作用下不断排入气体,压强增加,使活塞往回程方向运动,当活塞滑过控制阀孔时,前、后气腔相互连通,压强逐渐平衡,活塞逐渐停止运动;冲程时,由于后气腔受力面积较大,使活塞不断向冲程方向运动,直到活塞滑过控制阀孔,与钻头相撞后发生回弹,再以回弹速度作为初始值,再次经历返冲和冲程撞击钻头,经过若干个冲击后活塞最终处于稳定工作状态[8].

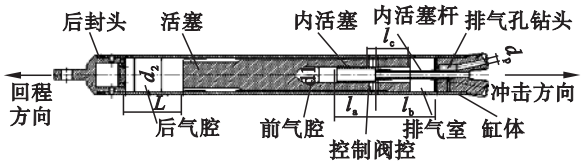


图 1 反向扩孔气动冲击器结构示意图

Fig. 1 Schematic block diagram of the reverse counterboring pneumatic impactor

## 2 建立内活塞仿真的数学模型

### 2.1 基本假设

反向扩孔气动冲击器的内部动力过程十分复杂,要对其进行仿真分析,需做如下假设:①气腔内气体状态变化过程可离散为准静态过程;②气腔内气体为绝热变化过程[9];③空压机提供的气体压力和排气量恒定不变;④反向扩孔气动冲击器处于水平工作状态;⑤不考虑摩擦阻力对运动的影响.

### 2.2 反向扩孔气动冲击器活塞结构

内活塞是压缩气体输入到气动冲击器的关键部件,其结构见图 2,内活塞通过与活塞相互运动,来控制阀孔的开启和闭合,从而来切换气路. 图 2 中内活塞外径 $d_1$ 影响活塞所受合外力,内活塞长度 $l_a$ 决定了阀孔开启或闭合的位置从而影响了活塞的运动过程,内活塞前端到钻头的距离 $l_b$ 对活塞运动行程起着决定性作用,进而影响冲击器的性能.

### 2.3 反向扩孔气动冲击器活塞运动的数学模型

依据反向扩孔气动冲击器系统的假设建立反向扩孔气动冲击器活塞运动的数学模型(其中活塞位移用 $S$ 表示,活塞质量用 $m$ 表示,前腔压力、后腔压力、排气压力分别用 $p_1$,$p_2$,$p_3$ 表示,前腔、后腔、排气腔的受力面积分别用 $A_1$,$A_2$,$A_3$ 表示,$V_2$,$V_3$ 分别为后气腔、排气腔的体积,$L_3$ 为活塞向回程方向运动的最大距离,$p_o$ 为出口压力,$k$ 为气体绝热指数,后气腔中气体质量、排气腔中气体质量分别用 $m_2$,$m_3$ 表示,$T_0$ 为气体温度,$\mu$ 为流量系数,无量纲系数 $\gamma = m_3^2/mK$,$\beta = k/m_3$,$K$ 为岩石刚度):

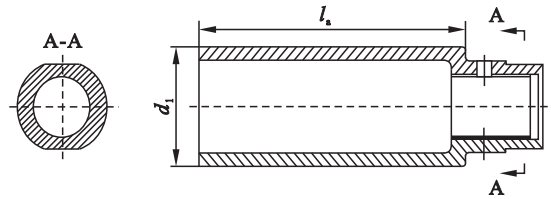


图 2 内活塞结构

Fig. 2 Inner piston structure

活塞运动微分方程:

返程时

$$\frac{d^2S}{dt^2} = \frac{1}{m}(p_1A_1 - p_2A_2 + p_3A_3)\ ; \tag{1}$$

冲程时

$$\frac{d^2S}{dt^2} = \frac{1}{m}(p_2A_2 - p_1A_1 - p_3A_3)\ . \tag{2}$$

气腔 2 中压力变化方程:

$$\frac{dp_2}{dt} = p_2k\left[\frac{A_2\frac{dS}{dt}}{V_2 + A_2(L_3 - S)} + \frac{dm_2}{dt}\cdot m_2^{-1}\right]\ . \tag{3}$$

气腔 3 中压力变化方程:

$$\frac{dp_3}{dt} = -p_3k\left[\frac{A_3\frac{dS}{dt}}{V_3 + A_3S} - \frac{dm_3}{dt}\cdot m_3^{-1}\right]\ . \tag{4}$$

气腔 2 向气腔 1 充气时的质量流量 $\dot{m}_{12}$:

$(p_2/p_1) > 0.5283$,

$$\dot{m}_{12} = 0.15478\mu A_{12}p_1\sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}}\cdot\frac{1}{\sqrt{T_0}}\ ; \tag{5}$$

$(p_2/p_1) \leqslant 0.5283$,

$$\dot{m}_{12} = 0.04051\mu A_{12}\cdot\frac{p_1}{\sqrt{T_0}}\ . \tag{6}$$

气腔 2 向气腔 3 充气时的质量流量 $\dot{m}_{23}$:

$(p_3/p_2) > 0.5283$,

$$\dot{m}_{23} = 0.15478\mu A_{23}\cdot p_2\sqrt{\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{k+1}{k}}}\cdot\frac{1}{\sqrt{T_0}}\ ; \tag{7}$$

$(p_3/p_2) \leqslant 0.5283$,

$$\dot{m}_{23} = 0.04051\mu A_{23}\cdot\frac{p_2}{\sqrt{T_0}}\ . \tag{8}$$

气腔 3 向大气排气时的质量流量 $\dot{m}_p$:

$$p_3 \geqslant p_o,\ \dot{m}_p = \frac{\pi n_p d_p^4 (p_3 - p_o)}{128\mu L_p}\ ; \tag{9}$$

$$p_3 < p_o,\ \dot{m}_p = \frac{\pi n_p d_p^4 (p_o - p_3)}{128\mu L_p}\ . \tag{10}$$

活塞冲击钻头后的回弹速度 $v_e$：

当 $0 \leqslant t \leqslant \tau$，$\gamma \leqslant 1.25$，$T \approx 1.6/\beta$ 时，

$$v_e = \frac{v_m \gamma}{2\alpha}[(2/\gamma - 1.6)\alpha + 4\alpha(e^{-2/\gamma} - e^{-1.6}) + 2(1 - e^{-2/\gamma})(1 - e^{-1.6\alpha})]\ ; \tag{11}$$

当 $t > \tau$，$\gamma > 1.25$ 时，

$$v_e = \frac{v_m \gamma}{2\alpha}(e^{-2\alpha/\gamma} - 1)[2(e^{-2/\gamma} - 1)(1 - \alpha) - 2\alpha/\gamma]\ . \tag{12}$$

内活塞的性能与结构参数关系可以通过求解微分方程(3)～(12)获得.

## 3　内活塞结构的计算机仿真

### 3.1　内活塞的仿真模型

#### 3.1.1　仿真原理

将内活塞的工作过程离散为有限个部分，视每部分准静态过程，即在此部分工作参数为常数，通过对每一部分进行理论分析计算，得到内活塞的性能与结构参数的函数关系[10].

#### 3.1.2　内活塞参数及仿真算法

本文研究内活塞长度 $l_a$ 和外径 $d_1$ 以及前端到钻头的距离 $l_b$ 对内活塞性能的影响. 运用 Matlab 对内活塞运动进行模拟，通过四阶龙格－库塔法来求解内活塞运动模型.

#### 3.1.3　仿真程序流程图

主程序框图如图 3 所示.

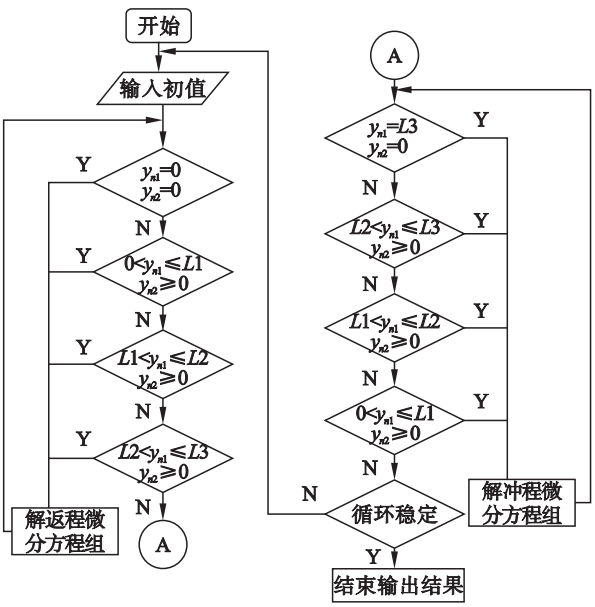


图 3　主程序框图

Fig. 3　Flow chart of the main program

为了方便分别用 $y_{11} \sim y_{16}$ 表示活塞第一次冲击时的活塞位移、活塞速度、后腔压力、排气腔压力、后腔气体质量和排气腔气体质量. 同理 $y_{n1} \sim y_{n6}$ 表示活塞第 $n$ 次冲击时的活塞位移、活塞速度、后腔压力、排气腔压力、后腔气体质量和排气腔气体质量.

#### 3.1.4　仿真初始化

1）内活塞的结构参数. 活塞内径 $d_1 = 0.065$ m；活塞外径 $d_2 = 0.14$ m；活塞质量 $m = 70$ kg；内活塞的长度 $l_a = 0.110$ m；内活塞前端到锤头的距离 $l_b = 0.180$ m；阀孔到活塞前端的距离 $l_c = 0.110$ m；排气孔直径 $d_p = 0.037\,5$ m；阀孔直径 $D = 0.030$ m.

2）系统参数. 系统压力 $p_m = 0.8$ MPa；气体温度 $T_0 = 323$ K；流量系数 $\mu = 0.47$；空气比热 $k = 1.41$；标准状态下空气的密度 $\rho_0 = 1.293$ kg/m$^3$；出口压力 $p_0 = 0.1$ MPa；

3）岩石参数. 卸载系数 $\lambda = 4$，岩石刚度 $K = 2 \times 10^9$ N/m.

#### 3.1.5　仿真结果的输出

通过对活塞运动数学模型的求解，可以准确地给出每一时刻冲击器活塞的速度，如图 4 所示，活塞行程如图 5 所示，各腔压力随时间的变化如图 6 所示. 表 1 给出活塞在返程末端的各项性能指标，每个返程、冲程结束时活塞碰撞钻头前的速度、碰撞钻头后的反弹速度、运动时间，从而可以分析设计方案的合理性，进一步改进冲击器的结构具有重要的指导作用.

由图 4～6 和表 1 可知，活塞经过 3 次往复运动，速度、行程、压强达到稳定的工作状态. 由动能计算公式 $E = mv^2/2$，忽略冲击过程中的能量损耗，最终传递给钻头 $E_z = mv^2/2 - mv_e^2/2 = 626.12$ J 的能量用于破岩，工作频率为 6.596 Hz，故活塞在工作状态下冲击钻头的有效功率 $P_w = 4\,130.08$ W.

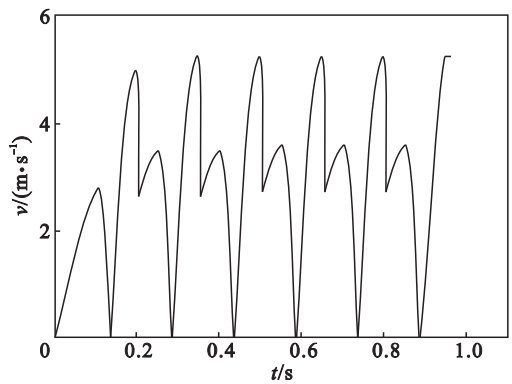


图 4　活塞速度随时间变化曲线

Fig. 4　Relation curve of piston velocity varying with time

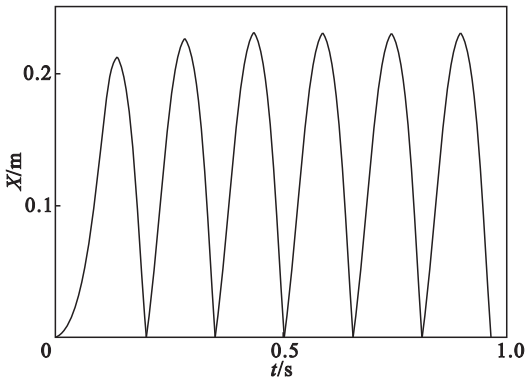


图 5 活塞行程随时间变化曲线

Fig. 5 Relation curve of piston distance varying with time

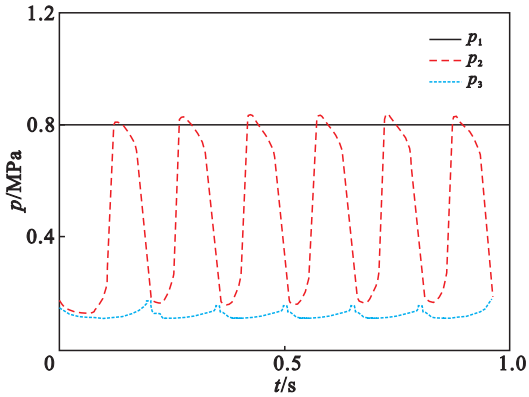


图 6 各腔压力随时间的变化曲线

Fig. 6 Relation curves of cavity pressure varying with time

表 1 活塞运动参数

Table 1 Piston motion parameters

| 活塞循环次数 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|---|
| 冲击末速度 $m \cdot s^{-1}$ | 5.021 | 5.239 | 5.268 | 5.268 | 5.268 |
| 反弹速度 $m \cdot s^{-1}$ | 2.580 | 2.692 | 2.707 | 2.707 | 2.707 |
| 运动时间 s | 0.201 | 0.354 | 0.506 | 0.657 | 0.809 |

## 3.2 内活塞结构参数分析

内活塞的结构参数通过影响活塞的运动规律来决定冲击器的性能,以下逐一分析内活塞结构参数对冲击器性能的影响.

### 3.2.1 内活塞外径 $d_1$

内活塞外径 $d_1$ 决定了活塞的受力. 由波动力学可知,$d_1$ 还影响活塞波阻抗,进而影响活塞冲击钻头后的回弹速度,因此活塞运动规律受活塞外径 $d_1$ 影响较大. 在其他参数一定的情况下,活塞冲击前动能 $E_1$,钻头获得的冲击能 $E_2$,冲击频率 $f$,有效功率 $P(E_2 \cdot f)$ 随着后腔直径的变化曲线如图 7 所示.

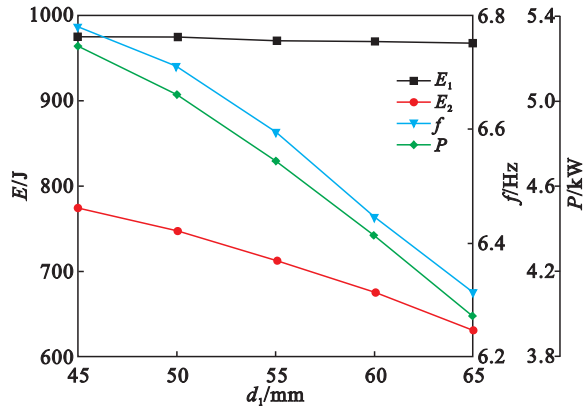


图 7 冲击器性能和内活塞外径的关系曲线

Fig. 7 Relation curves between impactor performance and inner piston's outside diameter

分析图 7 和表 2 可知,当后腔直径从 0.045 m 增加到 0.065 m,增加了 44.44%. 活塞碰撞前动能 $E_1$ 基本不变. 钻头获得的冲击能 $E_2$ 从775.56 J 减小到 633.02 J,减小了 18.36%,基本呈线性变化. 冲击频率从 6.779 Hz,减小到 6.313 Hz,减小了 6.84%. 有效功率从 5 258.09 W 减小到 3 996.40 W,减小了 24.00%.

表 2 不同内活塞外径下冲击器的性能

Table 2 Performance of the impactor with different inner piston's outside diameter

| 性能 | $d_1$/mm | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 |
| $E_1$/J | 975.26 | 975.19 | 971.20 | 970.45 | 968.62 |
| $E_2$/J | 775.56 | 749.14 | 714.68 | 677.14 | 633.02 |
| $f$/Hz | 6.779 | 6.711 | 6.596 | 6.447 | 6.313 |
| $P$/W | 5 258.09 | 5 027.80 | 4 714.29 | 4 365.84 | 3 996.40 |

产生这种变化的主要原因是,随着活塞内径的增大,冲程段活塞冲击过程中所受的阻力压力增大,引起活塞运动速度下降,但变化不大.

当 $d_1$ 增大时,活塞截面积减小,其波阻减小,由式(11),式(12)可知回弹速度增大,从而减小了钻头的冲击能和有效功率.

### 3.2.2 内活塞长度 $l_a$

内活塞长度 $l_a$ 通过影响活塞运动的行程对反向扩孔气动冲击器性能产生很大的影响. 在其他参数不变的条件下,性能参数 活塞冲击前动能 $E_1$,钻头获得的冲击能 $E_2$,冲击频率 $f$,有效功率 $P$ 随着后腔直径的变化曲线如图 8 所示.

分析图 8 和表 3 可知,当内活塞长度 $l_a$ 增加了 20% 时,活塞碰撞前动能从 993.06 J 减小到 944.12 J,减小了 4.93% ;钻头获得的冲击能 $E_2$

从 730.77 J 减小到 694.75 J，减小了 4.93%；冲击频率从 6.752 Hz 下降到 6.439 Hz；有效功率从 4 934.33 W 减少到 4 473.66 W，基本呈线性变化.

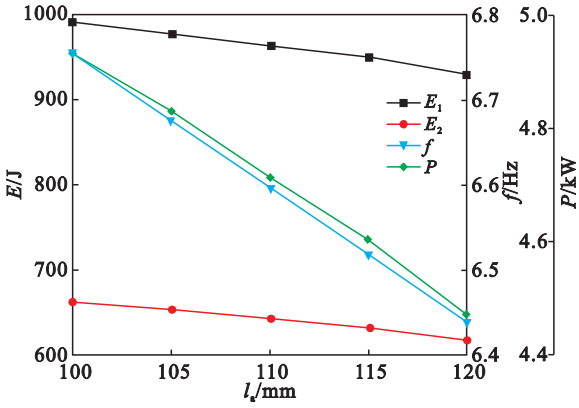


图 8　冲击器性能和内活塞长度的关系曲线

Fig. 8　Relation curves between impactor performance and inner piston 's length

表 3　不同内活塞长度下冲击器的性能

Table 3　Performance of the impactor with different the length of the inner piston

| 性能 | $l_a$/mm | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 100 | 105 | 110 | 115 | 120 |
| $E_1$/J | 993.06 | 983.15 | 971.20 | 960.06 | 944.12 |
| $E_2$/J | 730.77 | 723.48 | 714.68 | 706.49 | 694.75 |
| $f$/Hz | 6.752 | 6.675 | 6.596 | 6.518 | 6.439 |
| $P$/W | 4 934.33 | 4 829.64 | 4 714.29 | 4 605.55 | 4 473.66 |

随着内活塞长度的增大，活塞运动的第五阶段距离变长，在第五阶段的后半程由于后气腔压力减小，排气腔压力增加，活塞做变减速运动的行程增加，导致活塞末动能减小.

由于 $l_a$ 变化不会影响回弹速度，因此，钻头所获的冲击能和有效功率都随着活塞碰撞前动能的减小而减小，两者的变化曲线平行.

### 3.2.3　内活塞前端到钻头的距离 $l_b$

活塞的运动规律与活塞的行程有着密切的关系，进而影响冲击器的性能. 在其他参数不变的条件下，性能参数：活塞冲击前动能 $E_1$，钻头获得的冲击能 $E_2$，冲击频率 $f$，有效功率 $P$ 随着后腔直径的变化曲线如图 9 所示.

分析图 9 和表 4 可知，当内活塞前端到冲旋钻头的距离从 0.15 m 增加到 0.19 m，增加了 26.67%，活塞碰撞前动能 $E_1$ 从 1 014.57 J 减小到 939.98 J，减小了 7.35%. 钻头获得的冲击能 $E_2$ 从 746.60 J 减小到 691.71 J 减小了 7.35%. 冲击频率从 7.288 Hz 下降到 6.393 Hz，减小了 12.28%. 有效功率从 5 441.71 W 减少到 4 422.71 W，基本呈线性变化.

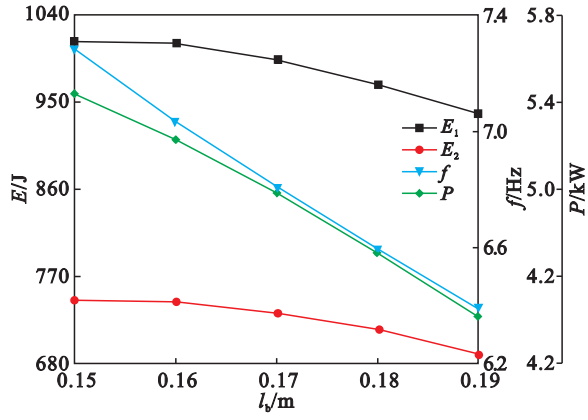


图 9　冲击器性能和内活塞前端到冲旋钻头的距离的关系曲线

Fig. 9　Relation curves between impactor performance and the distance from front face to drill

表 4　不同内活塞前端到冲旋钻头的距离下冲击器的性能

Table 4　Performance of the impactor with different distances from front face to drill

| 性能 | $l_b$/m | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 0.15 | 0.16 | 0.17 | 0.18 | 0.19 |
| $E_1$/J | 1014.57 | 1011.51 | 995.42 | 971.20 | 939.98 |
| $E_2$/J | 746.60 | 744.35 | 732.51 | 714.68 | 691.71 |
| $f$/Hz | 7.288 | 7.037 | 6.811 | 6.596 | 6.393 |
| $P$/W | 5 441.71 | 5 238.21 | 4 989.85 | 4 714.29 | 4 422.71 |

随着内活塞前端到冲旋钻头的距离的变大，在冲程过程中会使活塞做减速运动的第六阶段行程增加，因而导致活塞末动能越来越小.

由式(11)，式(12)可知 $l_b$ 的变化不会影响回弹速度，因此，钻头所获的冲击能和有效功率都随着活塞碰撞前动能的减小而减小.

## 4　结　　论

本文利用 Matlab 软件对活塞运动的数学模型进行求解，逐一分析了活塞各结构参数对反向扩孔气动冲击器工作性能的影响，并得到以下结论：钻头所获得的冲击能随着内活塞外径、内活塞长度、内活塞前端到钻头的距离的增大而减小. 因此在对反向扩孔气动冲击器进行设计时，尽量减小内活塞外径、内活塞长度、内活塞前端到钻头的距离，以获得较好的冲击性能.

## 参考文献：


[1] Muindi T M, Dobbels D J. Ingredients for successfully installing pipe using trenchless methods[C]//New Pipeline Technologies, Security and Safety. [S. l.]: American Society of Civil Engineering, 2003: 1165 – 1172.

[2] Zwierzchowska A. The optimum choice of trenchless pipe laying technologies[J]. *Tunnelling and Underground Space Technology*, 2006, 6(6): 696 – 699.

[3] Stidger R W. Technology: trenchless technology provides environmental advantages[J]. *Gas Utility Manager*, 2002, 47(1): 18 – 19.

[4] Ali S, Zayed T, Hegab M. Modeling the effect of subjective factors on productivity of trenchless technology application to buried infrastructure systems[J]. *Journal of Construction Engineering and Management*, 2007, 133(10): 743 – 748.

[5] Stein D. Evolution in trenchless technology for rehabilitation and microtunnelling installation of drains and sewers[C]// Pipeline Engineering and Construction International Conference. Baltimore, 2003: 7 – 22.

[6] Ariaratnam S T, Chan W, Choi D. Utilization of trenchless construction methods in mainland China to sustain urban infrastructure[J]. *Practice Periodical on Structural Design and Construction*, 2006, 11(3): 134 – 141.

[7] Ryan P K, Finney A J. Pipe materials and joint selection for trenchless construction[J]. *Bridges*, 2014, 10: 928 – 939.

[8] 马利东, 隆威, 苏冬九. CJ – 130 型双向气动潜孔锤的研制[J]. 探矿工程 – 岩土钻掘工程, 2009, 36(1): 31 – 33.
(Ma Li-dong, Long Wei, Su Dong-jiu. Development of CJ-130 two-way pneumatic DTH[J]. *Exploration Engineering: Rock & Soil Drilling and Tunneling*, 2009, 36(1): 31 – 33.)

[9] Tu S T, Chen X, Jin H Z, et al. Numerical simulation on fluid phenomena of gas-liquid-solid flow in high temperature and pressure separator[J]. *Procedia Engineering*, 2015, 130: 1486 – 1493.

[10] Ansari A A, Deshpande D M. Mathematical model of asynchronous machine in MATLAB simulink[J]. *International Journal of Engineering Science & Technology*, 2010, 3(4): 273 – 288.