

DOI: 10.3901/JME.2021.03.197

高压泡沫涨裂装置结构参数设计及特性分析^{*}

刘送永 李志强 谢奇志

(中国矿业大学机电工程学院 徐州 221116)

摘要: 为提高硬岩破碎能力, 提出了一种高压泡沫涨裂装置。该装置利用高速活塞冲压泡沫, 在岩石钻孔内施加载荷, 实现岩石涨裂破碎。基于流体力学和能量守恒理论, 建立高压泡沫涨裂装置动力学模型, 分析装置动力参数与结构参数的关系, 探究涨裂装置结构参数对涨裂压力的影响, 揭示活塞冲压过程能量演化规律; 构建高压泡沫涨裂试验系统, 验证系统可行性和理论分析的合理性。结果表明: 涨裂活塞经过 200 mm 行程后, 装置最大涨裂压力可达 80 MPa; 活塞杆直径、泄油口面积对涨裂压力的影响显著; 缓冲活塞直径对装置涨裂压力的影响微弱, 对缓冲速度影响较为显著, 当缓冲活塞直径从 70 mm 增到 90 mm, 缓冲后速度从 4.8 m/s 下降到 1.5 m/s, 缓冲效果提升 3.2 倍; 试验实现了岩样的有效破碎, 涨裂压力试验值的变化趋势与理论计算结果的吻合度较好。上述研究为硬岩破碎装置性能的改善提供了理论基础, 同时为其他高压介质涨裂装置的研究提供了理论借鉴。

关键词: 硬岩破碎; 高压泡沫涨裂; 动力学模型; 涨裂压力

中图分类号: TD402

Structural Parameter Design and Performance Analysis of High Pressure Foam Fracturing Device

LIU Songyong LI Zhiqiang XIE Qizhi

(School of Mechatronic Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou 221116)

Abstract: To improve the fracturing effect of hard rock, a high pressure foam fracturing device is proposed. The device uses high-speed piston to impact foam, applying loads in the borehole to achieve the fracturing of hard rock. Based on the theory of fluid mechanics and conservation of energy, the dynamic model of the device is established. The relationship between the dynamic parameters and structural parameters of the device is analyzed. The influence of the device structural parameters on the fracturing pressure is explored. Besides, the energy evolution rule of the piston's stamping process is revealed. The high pressure foam fracturing test system is built to verify the feasibility of the system and the rationality of theoretical analysis. The results show that after 200 mm displacement, the fracturing pressure of the fracturing piston can reach 80 MPa. The diameter of the piston rod and the area of the oil drain port have a striking influence on the fracturing pressure. The influence of the diameter of the buffer piston on the fracturing pressure is weak, while its influence on the retarding speed is more significant. When the diameter of the buffer piston increases from 70 mm to 90 mm, the buffering speed decreased from 4.8 m/s to 1.5 m/s, and the buffering effect increased by 3.2 times. Through experiment, the effective breaking of rock sample is realized. The experimental results of the fracturing pressure agree well with the theoretical calculation. The research provides a theoretical basis for the improvement of hard rock fracturing performance, also provides a theoretical reference for the research of fracturing devices with other high-pressure medium.

Key words: hard rock fragmentation; high pressure foam fracturing; dynamic model; fracturing pressure

0 前言

随着能源开发项目、国防工程、水利工程、公

路、铁路、地铁等国家基础建设项目的大力发展, 地下隧道、巷道建设的需求日益增大^[1-2]。岩体破碎作为隧道、巷道建设的基础环节, 其破碎效率和效果对地下工程建设起着至关重要的作用。目前在硬岩破碎领域, 钻爆法是公认的最为经济有效的方法^[3], 但钻爆法同样存在着效率低、周边成型差、

^{*} 国家自然科学基金(51975570)和江苏高校优势学科建设工程资助项目。
20200214 收到初稿, 20200915 收到修改稿

安全性差、可控性弱、粉尘量大等问题。

近些年来,国内外学者围绕着硬岩破碎问题提出了一系列新的方法和设备:①射流冲击及辅助破岩。水射流具有能量大、可控性强、清洁的特点,且在工业切削、表面加工、表面清洁等领域已成功应用^[4-7]。将水射流技术引入硬岩破碎领域,产生了一些新式的破岩方法,其中包括利用射流冲击破岩技术,如:超高压连续射流冲击破岩^[8-10]、磨料射流冲击破岩^[11-12]、脉冲射流冲击破岩^[13-15],以及利用射流辅助延缓刀具磨损,提高刀具使用寿命和破岩效率的射流辅助式机械破岩技术,如:射流辅助式截齿破岩^[16-17]、射流辅助式 PDC 刀具破岩^[18-19];②钻胀法破岩。使用机械装置或高压流体代替炸药在岩石预设孔内施加应力,从而提高破岩作业可控性,及在此基础上发展而来的钻胀破岩技术及设备^[20-23]。目前,比较成熟的钻胀破岩技术多采用液压泵驱动机械结构(如:径向胀裂器、柱塞式胀裂器)或高压水的形式在岩石钻孔中施加胀裂载荷,实现岩石从内部开裂、破碎的目的。综上所述,新型硬岩破碎技术的研究已经取得了一定的进展。

水射流可以达到上百兆帕的工作压力,但水射流冲击和辅助破岩必须克服岩石的抗压强度,而岩石的抗压强度为抗拉强度的 10 倍以上^[24],故采用高压水射流直接冲击岩石会造成能源的浪费和成本的增加。水射流辅助刀具破岩虽然可在一定程度上

减小截齿、刀具的磨损,但其在硬度为 100 MPa 以上的硬岩破碎中的应用效果并不理想。钻胀法继承了钻爆法克服岩石抗拉强度的特点且克服了钻爆法可控性弱的缺点,但现有机械式胀裂装置能量有限,且在破岩作业中会产生噪音和粉尘;水力胀裂虽具有较高的能量,但由于水不可压缩、黏度低的特点导致水力胀裂装置的压力较高、密封性差。现有硬岩破碎方法存在着各自的不足。

因此,本文结合钻胀法克服岩石抗拉强度破岩;射流能量大、可控性强、对围岩破坏小;泡沫粘度高、可压缩的特点,设计了一种新型的高压射流胀裂破岩设备(以下称为高压泡沫胀裂器),介绍了高压泡沫胀裂器的机械结构、工作原理,建立了胀裂器胀裂压力的理论计算模型,并研究了装置主要结构参数对装置胀裂性能的影响,为硬岩破碎提供一种新的方法和设备。

1 结构及工作原理

1.1 胀裂器结构

所设计的高压泡沫胀裂器的机械结构简图如图 1 所示,主要包括蓄能器、液压缸、前端盖、中间体、锥形缓冲腔、液压推进缸、密封活塞、注射腔管、密封管、膨胀胶管、增厚端部、阶梯形活塞、后端盖等。

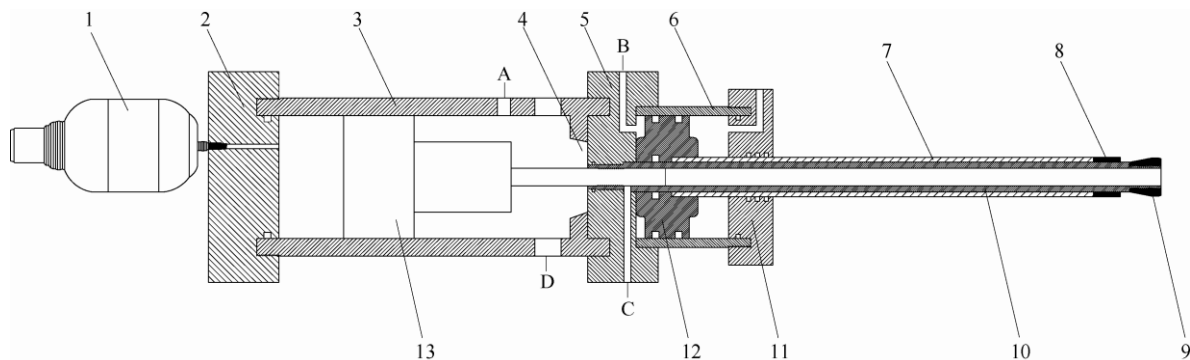


图 1 高压泡沫胀裂器机械结构简图

1. 蓄能器 2. 前端盖 3. 液压缸 4. 锥形缓冲腔 5. 中间体 6. 液压推进缸 7. 密封管 8. 膨胀胶管 9. 增厚端部 10. 注射腔管
11. 后端盖 12. 密封活塞 13. 阶梯形活塞 A. 进油口 B. 推进缸进油口 C. 泡沫口 D. 快速泄油口

1.2 工作原理

高压泡沫胀裂器的工作原理如图 2 所示,可分为 4 个工作阶段。

(1) 密封阶段: 低压液压油从 B 口进入液压推进缸,推动密封活塞带动外部密封管向右推进,将膨胀胶管压入注射腔管增厚端部外侧使膨胀胶管外部直径增大,与岩石内壁接触并压紧产生密封效果。

(2) 蓄能阶段: 封孔作业完成后,液压油从 A

口进入液压缸油腔,随着油腔油压升高,推动活塞向左移动,直至活塞端部与液压缸端部接触。活塞在向左移动的过程中活塞杆将泡沫口 C 打开,泡沫随之从 C 口进入并充满活塞杆前端的注射腔管和胀裂孔。

(3) 冲压阶段: 泄油口 D 开启。与此同时,蓄能器阀门开启,活塞在蓄能器压力作用下向右加速运动,推动油腔右侧液压油从 D 口排出的同时压缩

注射腔管内的泡沫, 活塞的动能传递给注射腔内的泡沫, 使注射腔内的泡沫压力急速升高, 在涨裂孔底形成高压区域。

(4) 缓冲阶段: 当活塞运动到锥形缓冲腔位置

时, 锥形缓冲腔产生极大的缓冲力。在缓冲力作用下, 高速的活塞在短时间内迅速减速, 减速后的活塞与油腔端面碰撞停止运动, 高压泡沫涨裂装置完成一次作业。

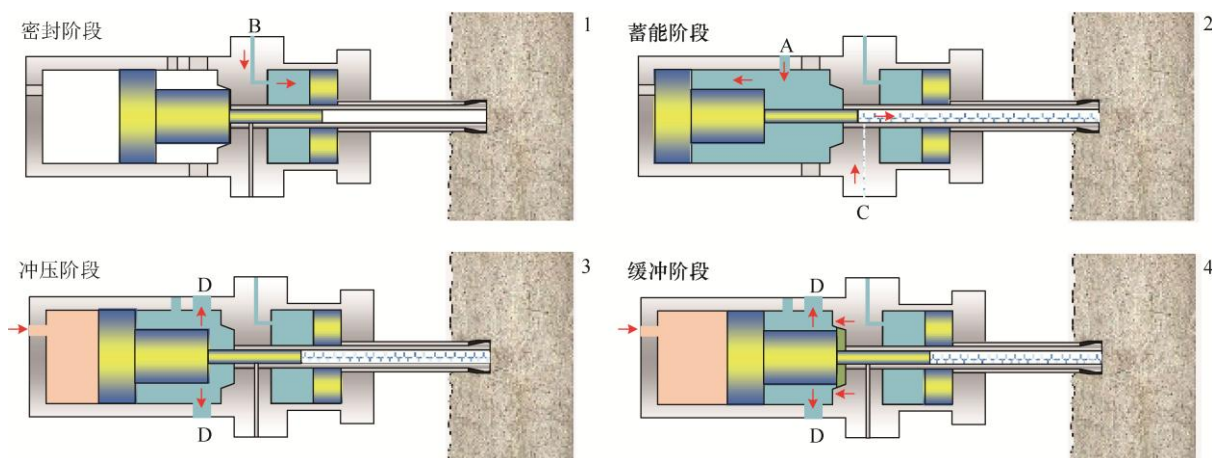


图 2 高压泡沫涨裂器工作流程图

2 动力参数计算模型

密封阶段和蓄能阶段是高压泡沫涨裂装置破岩前的准备阶段, 冲压阶段和缓冲阶段完成岩石的涨裂破碎。为研究高压泡沫涨裂器的性能, 以及系统主要结构参数对系统涨裂压力的影响, 建立了涨裂器冲压和缓冲阶段动力学参数的计算模型。

2.1 冲压阶段

冲压阶段阶梯形活塞的受力如图 3 所示。蓄能器为动力源在推进活塞上作用驱动力, 液压油从泄油口快速流出所产生的油腔背压及泡沫对活塞杆的反作用力为活塞运动阻力。此阶段, 蓄能器压力, 油腔背压及泡沫压力都随着活塞的移动而不断变

化。因此采用近似逼近的方法, 将阶梯形活塞的运动划分为多个小的运动阶段, 在各个运动阶段将变化的力简化为恒力, 计算阶梯形活塞的运动参数和腔内压力。

对阶梯形活塞各运动阶段使用动能定理可得

$$s_i (P_{Ni} S_1 - P_{Bi} S_2 - P_{Fi} S_3) = \frac{1}{2} m v_i^2 - \frac{1}{2} m v_{i-1}^2 \quad (1)$$

式中, s_i 为第 i 个运动阶段阶梯形活塞的位移; P_{Ni} 为第 i 个运动阶段蓄能器压力; S_1 为蓄能器压力作用面积; P_{Bi} 为第 i 个运动阶段油腔背压; S_2 为油腔背压作用面积; P_{Fi} 为第 i 个运动阶段泡沫压力; S_3 为泡沫压力作用面积; m 为阶梯形活塞质量; v_i 为第 i 个运动阶段阶梯形活塞的末速度; v_{i-1} 为第 i 个运动阶段阶梯形活塞的初速度。

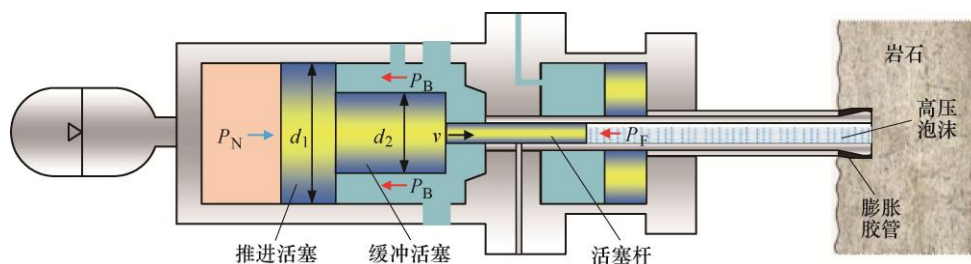


图 3 冲压阶段阶梯形活塞受力分析图

高压泡沫涨裂器采用蓄能器作为能量源的优点为: 安全高效、便于进行控制、可改变蓄能器的初始压力以适应不同的工况要求。因冲压阶段持续时间短, 蓄能器内气体的变化状态可按绝热状态考虑, 即

$$P V^{1.4} = P_{Ni} V_{Ni}^{1.4} \quad (2)$$

式中, P 、 V 蓄能阶段后蓄能器气体压力、体积; P_{Ni} 、 V_{Ni} 为蓄能器气体工作压力、体积。

阶梯形活塞经过 i 个运动阶段后, 蓄能器气体体积 V_{Ni}

$$V_{Ni} = V - \frac{\pi}{4} d_1^2 (s_1 + s_2 + \cdots + s_i) \quad (3)$$

式中, d_1 为推进活塞直径; s_i 为阶梯形活塞第 i 个运动阶段的位移。

则阶梯形活塞运动 i 个阶段后, 蓄能器压力 P_{Ni}

$$P_{Ni} = P \left(\frac{V}{V_{Ni}} \right)^{1.4} = P \left(\frac{V}{V - \frac{\pi}{4} d_1^2 (s_1 + \dots + s_i)} \right)^{1.4} \quad (4)$$

取 P_{Ni} 为第 i 个运动阶段初、末两位置的平均值。

蓄能器压力作用面积 S_1 为

$$S_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 \quad (5)$$

式中, d_1 为推进活塞直径。

活塞移动过程中, 推动油腔内液压油通过泄油口 D 排出, 从而产生油腔背压。由流体连续性方程可知单位时间因活塞运动排出的液压油的体积与从泄油口排出的体积相等, 即

$$S_2 v_i = S_4 v_{Bi} \quad (6)$$

式中, S_4 为泄载口的面积; v_{Bi} 为泄油口的排油速度。

与 v_{Bi} 相对应的油腔背压 P_{Bi} [25]

$$P_{Bi} = \frac{v_{Bi}^2 \rho_1}{2} \quad (7)$$

式中, ρ_1 为液压油的密度。

联立式(6)、式(7)可得与油腔背压 P_{Bi} 与活塞速度 v_i 间的关系

$$P_{Bi} = \frac{v_{Bi}^2 \rho_1}{2} = \frac{\left(\frac{S_2}{S_4} v_i \right)^2 \rho_1}{2} \quad (8)$$

利用式(8)可求出第 i 个运动阶段初、末两位置油腔背压与活塞速度 v_i 间的关系, 取 P_{Bi} 为初、末两位置油腔背压的平均值。

油腔背压作用面积 S_2 为

$$S_2 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_3^2) \quad (9)$$

式中, d_1 为推进活塞直径; d_3 为活塞杆直径。

活塞推动油腔液压油从快速泄油 D 排出的同时, 高速运动的活塞杆压缩注射腔和涨裂孔内的泡沫, 使注射腔和涨裂孔内泡沫压力急速升高, 从而在涨裂孔底形成高压区域。此过程中产生的泡沫涨裂压力 [25]

$$P_{Fi} = \rho_2 C v_i \quad (10)$$

式中, ρ_2 为泡沫密度; C 为声音在泡沫中的传播速度。

利用式(10)可求出第 i 个运动阶段初位置及末位置的泡沫涨裂压力与活塞速度 v_i 间的关系, 取 P_{Fi} 为初、末两位置泡沫压力的平均值。

泡沫压力作用面积 S_3 为

$$S_3 = \frac{\pi}{4} d_3^2 \quad (11)$$

式中, d_3 为活塞杆直径。

将所求得的数值代入式(1)可得到仅含有一个未知数(活塞速度 v_i) 的方程。解该方程可求得第 i 个运动阶段活塞的末速度 v_i , 将 v_i 代入式(8)和式(10)式可求出 i 个运动阶段后的油腔背压 P_{Bi} 和泡沫涨裂压力 P_{Fi} 。

第 i 个运动阶段的持续时间 t_i 为

$$t_i = \frac{2s_i}{v_i + v_{i-1}} \quad (12)$$

2.2 缓冲阶段

经过冲击阶段加速后, 活塞速度较大, 若不采取缓冲措施, 高速运动的活塞与端面进行碰撞会对端面产生很大的冲击, 多次冲击会严重影响装置的使用寿命。因此, 在活塞与端面碰撞处设计一个锥形缓冲腔, 利用缓冲腔产生的背压对活塞进行减速。减速后的活塞再与端面进行碰撞, 从而减小活塞对端面的冲击, 延长装置的使用寿命。图 4 为缓冲阶段活塞受力分析图。

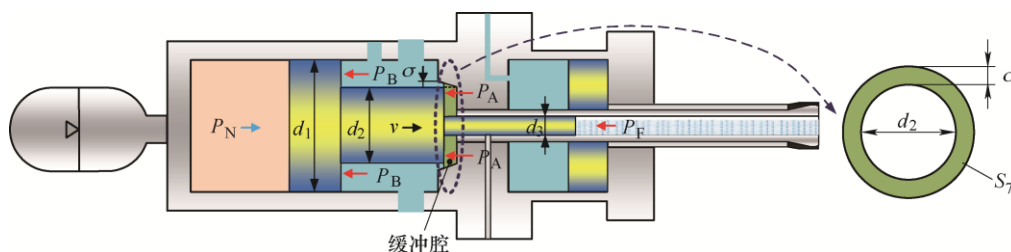


图 4 缓冲阶段阶梯形活塞受力分析图

对缓冲阶段阶梯形活塞使用动能定理可得

$$s_b (P_{Nb} S_1 - P_{Bb} S_5 - P_{Ab} S_6 - P_{Fb} S_3) = \frac{1}{2} m v_b^2 - \frac{1}{2} m v_0^2 \quad (13)$$

式中, s_b 为缓冲阶段阶梯形活塞的位移; P_{Nb} 为缓冲

阶段蓄能器压力; S_1 为蓄能器压力作用面积; P_{Bb} 为缓冲阶段油腔背压; S_5 为油腔背压作用面积; P_{Ab} 为缓冲腔背压; S_6 为缓冲背压作用面积; P_{Fb} 为缓冲阶段泡沫压力; S_3 为泡沫压力作用面积; m 为阶梯形活塞质量; v_b 为缓冲后阶梯形活塞的速度; v_0 为

缓冲阶段阶前阶梯形活塞的速度(即经过冲击阶段加速后活塞的速度)。其中, P_{Nb} 、 P_{Bb} 、 P_{Fb} 可分别由式(4)、式(8)和式(10)求得。

缓冲阶段油腔背压作用面积 S_5

$$S_5 = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2) \quad (14)$$

式中, d_1 为推进活塞直径; d_2 为缓冲活塞直径。

缓冲腔背压作用面积 S_6

$$S_6 = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_3^2) \quad (15)$$

式中, d_3 为活塞杆直径。

活塞小端在缓冲腔内移动时挤压缓冲腔里的液压油从缓冲腔外侧缝隙往外喷射, 从而形成缓冲腔背压。由流体连续性方程可得

$$S_6 v_i = S_7 v_{Ai} \quad (16)$$

式中, v_{Ai} 为液压油从缓冲腔缝隙挤压出时的油速; S_7 为缓冲活塞与锥形缓冲腔间的圆环形缝隙面积

$$S_7 = \pi d_2 \sigma \quad (17)$$

式中, σ 为缝隙大小, 即缓冲腔内径与缓冲活塞直径的差值。

则缓冲腔背压 P_{Ab} 与活塞速度 v_i 间的关系

$$P_{Ai} = \frac{v_{Ai}^2 \rho_1}{2} = \frac{\left(\frac{S_6}{S_7} v_i\right)^2 \rho_1}{2} \quad (18)$$

利用式(18)可求出缓冲阶段初位置及末位置的缓冲器背压与活塞速度 v_i 间的关系, 取 P_{Ai} 为初、末两位置油腔背压的平均值。

将所求得数值代入式(13)可得到仅含有一个未知数(活塞速度 v_b)的方程。解该方程可求得缓冲阶段后活塞的速度 v_b , 将 v_b 代入式(18)可求得缓冲阶段的缓冲背压。

缓冲阶段的持续时间 t_b 为

$$t_b = \frac{2s_b}{v_b + v_0} \quad (19)$$

3 结构参数对装置性能影响分析

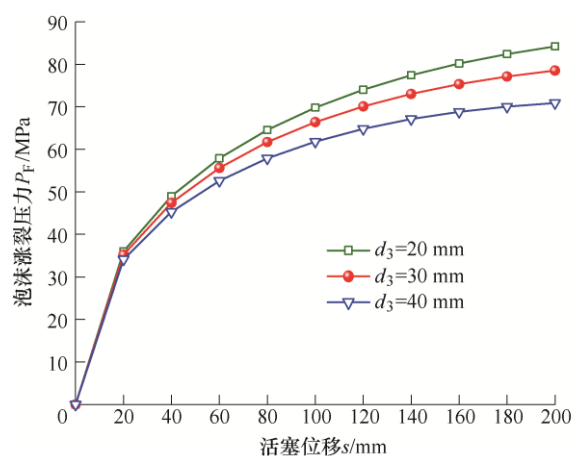
结构参数的设计对高压泡沫涨裂器的性能起着决定性的作用。表 1 为高压泡沫涨裂器主要特征及参数, 根据所建立的涨裂器动力参数计算模型, 分别研究了活塞杆直径、泄油口面积、缓冲活塞直径、缓冲活塞长度对高压泡沫涨裂装置性能的影响。

表 1 高压泡沫涨裂器特征

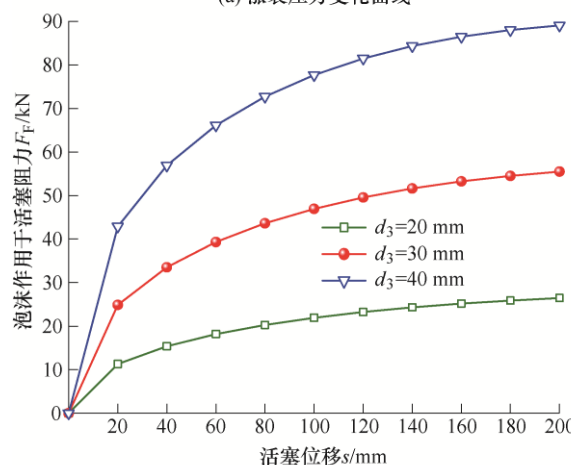
技术特征	参数值
蓄能器气体初始压力 P/MPa	15.6
蓄能器体积 V/L	8.22
冲击阶段活塞总位移 s/mm	200
活塞大端直径 d_1/mm	140
活塞小端直径 d_2/mm	80
活塞杆直径 d_3/mm	30
快速卸油口直径 d_4/mm	40
快速卸油口个数	6
阶梯型活塞质量 m/kg	15.5

3.1 活塞杆直径

活塞杆直径影响着岩石预设钻孔大小, 而过大和过小的钻孔直径都会给岩石钻孔作业带来困难。故在其他参数相同的条件下, 取活塞杆直径 $d_3 = 20 \text{ mm}$ 、 30 mm 、 40 mm 对装置最大涨裂压力进行计算, 结果如图 5 所示。



(a) 涨裂压力变化曲线



(b) 泡沫对活塞阻力变化曲线

图 5 装置涨裂压力、泡沫对活塞阻力随活塞位移变化曲线

由图 5a 可知, 装置涨裂压力呈现随活塞位移的增加不断增大, 但活塞单位位移下压力增长幅度不断减小的变化趋势; 装置最大涨裂压力随着活塞杆直径的增大而减小。其中, 活塞杆直径为 20 mm 时, 装置最大涨裂压力可达到 84 MPa 。这表明高压泡沫涨裂装置

在经过冲压阶段后, 能够实现在岩石钻孔内产生较大涨裂载荷的目的。由图 5b 可知随着活塞杆直径的增大, 活塞杆面积增大, 泡沫作用在活塞上的阻力随之增大, 活塞克服阻力所消耗的能量随之增大, 因此, 装置最大涨裂压力会随着活塞杆直径的增大而减小。

3.2 泄油口面积

泄油口的面积会影响油腔的排油速度, 从而影响到油腔背压的大小。在其他参数相同的条件下, 设置 4 个直径为 40 mm、6 个直径为 40 mm、6 个直径为 50 mm 沿油腔均布的泄油口, 计算三种不同泄油口面积下装置的最大涨裂压力, 结果如图 6 所示。

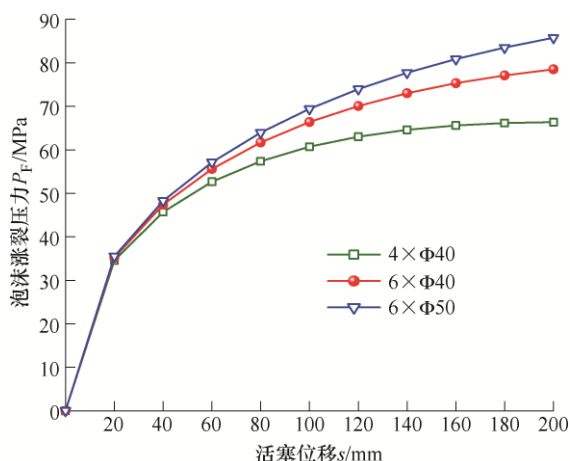


图 6 装置涨裂压力随活塞位移变化曲线

由图 6 可知, 装置涨裂压力的变化趋势与图 5 相同: 随活塞位移的增加不断增大, 但活塞单位位移下压力增长幅度不断减小; 当泄油口采用沿油腔均布 6 个直径为 50 mm 通孔的布置方式时, 装置的最大涨裂压力可达到 86 MPa, 泄油口为 4 个沿油腔均布的直径为 40 mm 的通孔时, 装置的最大涨裂压力为 66 MPa。油腔背压作为活塞运动的阻力, 其作用面积较大, 故泄油口面积引起的油腔背压的变化会对装置最大涨裂压力产生较大的影响: 泄油口面积越大, 油腔背压越小, 装置最大涨裂压力越大。但泄油口的数目和直径会影响缸体的强度, 因此, 可在满足缸体强度要求的前提下适当增大泄油面积, 提高装置涨裂性能。

3.3 缓冲活塞直径

在其他参数相同的条件下, 取缓冲活塞直径 $d_2 = 70$ 、80、90 mm, 对装置最大涨裂压力进行计算, 结果如图 7 所示。

由图 7 可知, 装置涨裂压力的变化趋势与图 5 和图 6 相同: 随活塞直径的增加不断增大, 但活塞单位位移下压力增长幅度不断减小; $d_2 = 70$ mm、80 mm、90 mm 的情况下, 装置最大涨裂压力分别为 80.5 MPa、78.5 MPa、76.9 MPa。因缓冲活塞直

径只是影响整个阶梯形活塞的质量, 故装置最大涨裂压力只是随缓冲活塞直径的增大而小幅减小。

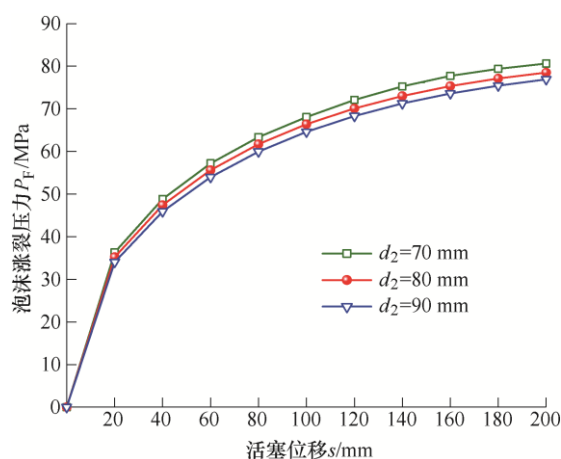


图 7 装置涨裂压力随活塞位移变化曲线

缓冲活塞直径 d_2 会影响缓冲阶段缓腔背压的作用面积 S_6 , 从而对装置缓冲效果产生影响。表 2 列出了不同缓冲活塞直径下, 活塞缓冲前后速度。从表 2 可以看出, 当缓冲活塞直径 70 mm 增到 90 mm, 缓冲后速度从 4.8 m/s 下降到 1.5 m/s, 缓冲后相对速度(缓冲后速度与缓冲前速度的比值)从 8.94% 下降到 2.92%, 缓冲效果提升 3 倍左右。随着缓冲活塞直径的增大, 阶梯形活塞经缓冲后速度减小的幅度越大, 且缓冲后活塞的速度越小, 缓冲效果越好。因此, 应综合考虑装置涨裂性能和缓冲性能, 合理设计缓冲活塞直径。

表 2 缓冲前后活塞速度

缓冲活塞直径 d_2/mm	缓冲前速度 $v_0/(\text{m/s})$	缓冲后速度 $v_b/(\text{m/s})$	缓冲后相对 速度(%)
70	53.7	4.8	8.49
80	52.9	2.9	5.48
90	51.3	1.5	2.92

3.4 缓冲活塞长度

减小缓冲活塞长度不仅可减小阶梯形活塞的质量, 还可以在不改变油腔长度的条件下增加阶梯形活塞冲压阶段的位移。在其他参数相同的条件下, 取缓冲活塞长度 $l_2 = 70$ mm、90 mm、110 mm, 对装置最大涨裂压力进行计算, 结果如图 8 所示。

由图 8 可知装置涨裂压力的变化趋势与图 5~7 相同: 随活塞位移的增加不断增大, 但活塞单位位移下压力增长幅度不断减小; 缓冲活塞长度 $l_2 = 70$ mm、90 mm、110 mm, 装置最大涨裂压力分别为 78.5 MPa、80.5 MPa、82 MPa。表明减小缓冲活塞长度可小幅度地增大装置最大涨裂压力。

图 5~8 均表明装置涨裂压力呈现随活塞位移的增加不断增大, 但活塞单位位移下压力增长幅度不断减小的变化趋势。其原因为随着活塞位移的增

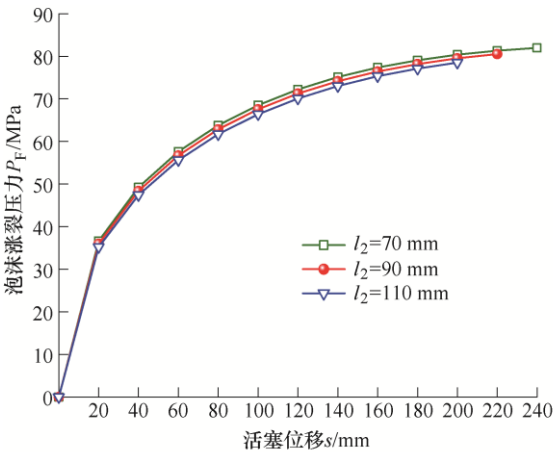


图 8 装置涨裂压力随活塞位移变化曲线

加，作为活塞运动驱动力的蓄能器压力逐渐减小，而作为活塞运动阻力的油腔背压力和泡沫压力随着活塞速度的增大而逐渐增大，故活塞动能增长量不断减小。而活塞的动能在涨裂孔内转化为装置涨裂压力，因此

装置涨裂压力的增长速度会随着活塞位移增加而逐渐减缓。且从图 6 中 $4\times\phi 40$ 曲线可以看出，在 180~200 mm 运动阶段装置涨裂压力变化率几乎为零，即此阶段装置涨裂压力已不再随着活塞位移的增大继续增大，达到了此条件下的装置所能达到的最大涨裂压力。

4 试验研究

4.1 试验系统

为验证高压泡沫涨裂器的性能，搭建了高压泡沫涨裂试验系统，试验系统原理如图 9 所示。液压油泵输出的液压油首先经减压阀降压后进入液压推进缸完成涨裂孔的密封，密封完成后液压油推动阶梯形活塞压缩蓄能器内的气体完成蓄能；气液泵将配置好的泡沫输入到涨裂孔；压力传感器用于采集岩样涨裂孔内的压力。表 3 为系统主要参数。

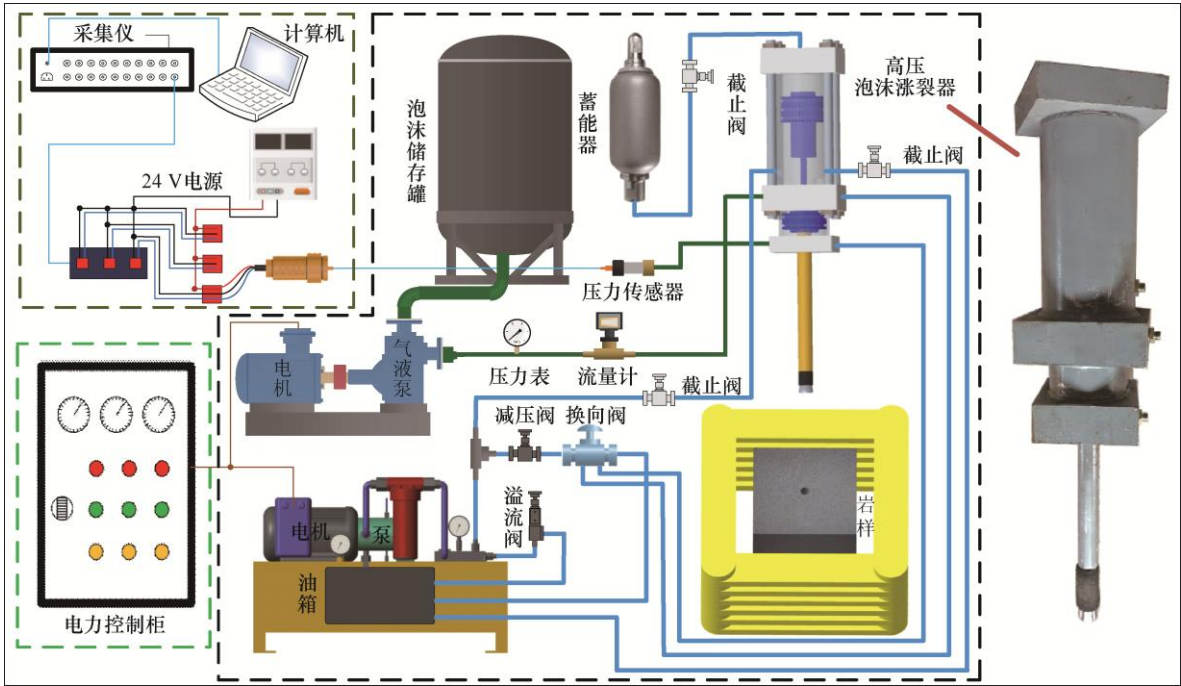


图 9 高压泡沫涨裂试验系统

表 3 高压泡沫涨裂试验系统主要参数

参数	参数值
蓄能器预充气体压力 P/MPa	5
蓄能器容积 V/L	10
冲击阶段活塞总位移 s/mm	200
活塞大端直径 d_1/mm	140
活塞小端直径 d_2/mm	90
活塞杆直径 d_3/mm	32
快速卸油口直径 d_4/mm	70
快速卸油口个数	1
阶梯型活塞质量 m/kg	15.5
岩样尺寸 $\text{mm} \times \text{mm} \times \text{mm}$	800×600×600
涨裂孔尺寸 $\text{mm} \times \text{mm}$	$\phi 50 \times 200$
岩样抗压强度 σ_c/MPa	21
岩样抗拉强度 σ_t/MPa	2.5

4.2 试验结果

将定量液压油泵的输出流量设置为 40 L/min，按照 1.2 节的步骤完成一次岩样涨裂试验，试验中岩样涨裂孔内泡沫压力变化如图 10 所示。

如图 10a 所示，试验中岩样涨裂孔内泡沫压力的变化主要分为四个阶段：泡沫输入阶段(OA)，冲压阶段(AB)，裂纹扩展阶段(BC)，瞬间泄压阶段(CD)。

泡沫输入阶段：气液泵将泡沫输入到岩样涨裂孔内，涨裂孔内的压力由 0 变化为气液泵预设压力 1.3 MPa；冲压阶段：待涨裂孔内压力稳定

时,开启蓄能器和液压缸泄油口处的截止阀,蓄能器作用推动活塞压缩涨裂孔内的泡沫,涨裂孔内的压力急速增长,此时涨裂孔内的压力变化如图 10b 所示,由图 10b 可知试验中泡沫压力变化趋势与理论计算趋势基本相同,但因为液压油粘性阻力、密封摩擦力以及因液压油泄漏所引起的能量损失,试验压力较理论计算值小,当涨裂孔内压力达到岩样起裂压力(图 10 中 B 点压力)时岩样开裂形成裂纹;裂纹扩展阶段:岩样开裂形成裂纹后,涨裂孔内泡沫进入岩石裂纹及岩石内部微孔,此时涨裂孔的密封环境被破坏,涨裂孔内泡沫泄漏导致涨裂压力并没有按照岩样开裂前的趋势变化,相反随着裂纹的出现呈现下降趋势,但此时泡沫的压力仍远大于岩石抗拉强度,岩石裂纹在泡沫压力的作用下迅速扩展;瞬间泄压阶段:岩样裂纹扩展至岩样表面,泡沫从岩样裂纹和破碎坑中溢出,导致泡沫压力的瞬间释放。

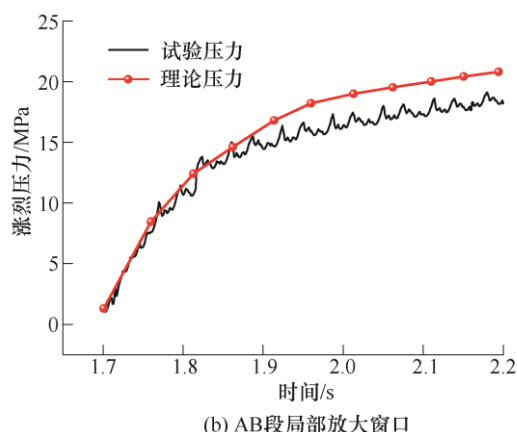
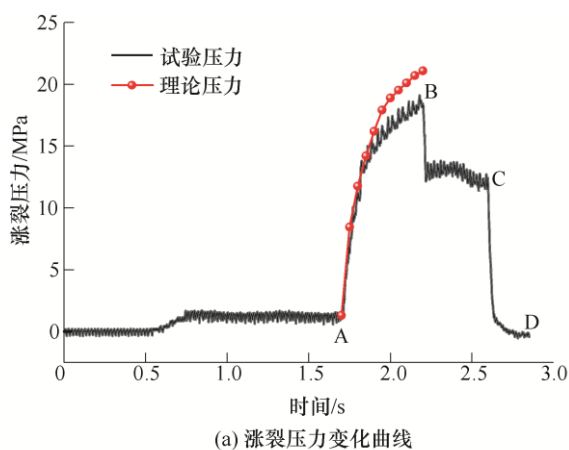


图 10 泡沫涨裂压力变化曲线

岩样涨裂试验效果如图 11 所示,岩样在涨裂器所产生的高压泡沫作用下产生了明显的裂纹和破损现象。

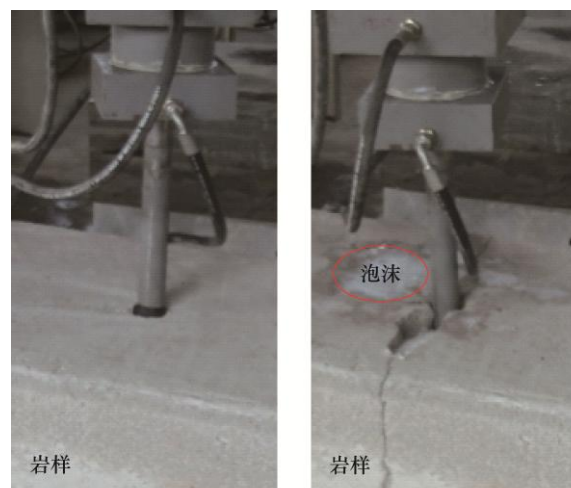


图 11 岩样涨裂效果

5 结论

(1) 设计并加工了一种高压泡沫涨裂破岩装置,该装置通过高速活塞压缩泡沫,将活塞的动能转化为泡沫压力能,在岩石钻孔产生高压作用从而实现涨裂破岩的目的,试验表明所提出的高压泡沫涨裂装置能够实现岩样的有效破碎。

(2) 基于流体力学理论,建立了高压泡沫涨裂装置冲压和缓冲阶段的动力参数计算模型,通过计算模型求解装置最大涨裂压力。结果表明:在预设条件下,高压泡沫涨裂装置经过 200 mm 的冲压阶段,可达到 80 MPa 左右的最大涨裂压力。

(3) 研究了装置结构参数设计对装置涨裂压力的影响:装置涨裂压力呈现出随活塞位移的增加不断增大,但活塞单位位移下压力增长幅度不断减小趋势;活塞杆直径、泄油口面积对装置涨裂性能的影响较大,缓冲活塞直径对装置缓冲性能有较大的影响。

参考文献

- [1] RAMONI M, ANAGNOSTOU G. Tunnel boring machines under squeezing conditions[J]. Tunnelling and Underground Space Technology, 2010, 25(2): 139-157.
- [2] 邵诚俊, 廖建峰, 刘之涛, 等. 基于自适应鲁棒控制算法的硬岩隧道掘进机水平方向轨迹纠偏控制[J]. 机械工程学报, 2018, 54(1): 113-119.
- SHAO Chengjun, LIAO Jianfeng, LIU Zhitao, et al. Trajectory tracking control in horizontal direction of open-type hard rock tunnel boring machine based on adaptive robust control strategy[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(1): 113-119.

- [3] 《中国公路学报》编辑部. 中国隧道工程学术研究综述 2015[J]. 中国公路学报, 2015, 28(5): 1-65.
Editorial Department of China Journal of Highway and Transport. Review on China's tunnel engineering research: 2015[J]. China Journal of Highway and Transport, 2015, 28(5): 1-65.
- [4] LIU Xiaohui, LIU Songyong, JI Huifu. Numerical research on rock breaking performance of water jet based on SPH[J]. Powder Technology, 2015, 286: 181-192.
- [5] OZCELIK Y, CICCUC R, COSTA G. Comparison of the water jet and some traditional stone surface treatment methods in different lithotypes[J]. Construction and Building Materials, 2011, 25(2): 678-687.
- [6] FERNANDES R, OEVERMANN D, WILSON D. Cleaning insoluble viscoplastic soil layers using static and moving coherent impinging water jets[J]. Chemical Engineering Science, 2019, 207: 752-768.
- [7] PAHUJA R, RAMULU M, HASHISH M. Surface quality and kerf width prediction in abrasive water jet machining of metal-composite stacks[J]. Composites Part B-Engineering, 2019, 175.
- [8] 李根生, 廖华林, 黄中伟, 等. 超高压水射流作用下岩石损伤破碎机理[J]. 机械工程学报, 2009, 45(10): 284-293.
LI Gensheng, LIAO Hualin, HUANG Zhongwei, et al. Rock damage mechanisms under ultra-high pressure water jet impact[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(10): 284-293.
- [9] ZHAO Jiechao, GUO Deyong. Cracking mechanism of coal under high-pressure water jet and its applications for enhanced coalbed methane drainage[J]. Arabian Journal of Geosciences, 2018, 11(15): 1-14.
- [10] OH T, PRASIDHI A, CHO G, et al. Effect of water jet geometric parameters on rock fracturing[J]. KSCE Journal of Civil Engineering, 2014, 18(3): 772-779.
- [11] XUE Yongzhi, SI Hu, XU Dayang, et al. Experiments on the microscopic damage of coal induced by pure water jets and abrasive water jets[J]. Powder Technology, 2018, 332: 139-149.
- [12] WANG Fengchao, ZHOU Dapeng, XU Qiwen, et al. Mathematical model of rock stress under abrasive slurry jet impact based on contact mechanics[J]. International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences, 2018, 107: 1-8.
- [13] DEHKHODA S, HOOD M. The internal failure of rock samples subjected to pulsed water jet impacts[J]. International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences, 2014, 66: 91-96.
- [14] 李玮, 李世昌, 闫立鹏, 等. 脉冲射流式液动冲击工具的研制及现场应用[J]. 天然气工业, 2018, 38(5): 87-93.
LI Wei, LI Shichang, YAN Lipeng, et al. Development and field application of a pulse-jet hydraulic impactor[J]. Natural Gas Industry, 2018, 38(5): 87-93.
- [15] LIU Yong, WEI Jianping, REN Ting. Analysis of the stress wave effect during rock breakage by pulsating jets[J]. Rock Mechanics and Rock Engineering, 2016, 49(2): 503-514.
- [16] JIANG Hongxiang, MENG Deguang. Experimental research on the specific energy consumption of rock breakage using different waterjet-assisted cutting heads[J]. Advances in Materials Science and Engineering, 2018: 1-11.
- [17] LIU Songyong, LI Hongsheng, CHANG Huanhuan. Drilling performance of rock drill by high-pressure water jet under different configuration modes[J]. Shock and Vibration, 2017: 1-14.
- [18] 卢义玉, 陆朝晖, 李晓红, 等. 水射流辅助 PDC 刀具切割岩石的力学分析[J]. 岩土力学, 2008, 29(11): 3037-3040, 3046.
LU Yiyu, LU Zhaohui, LI Xiaohong, et al. Mechanical analysis of water jets assisting PDC bit to cut rocks[J]. Rock and Soil Mechanics, 2008, 29(11): 3037-3040, 3046.
- [19] CICCUC R, GROSSO B. Improvement of the excavation performance of PCD drag tools by water jet assistance[J]. Rock Mechanics and Rock Engineering, 2010, 43(4): 465-474.
- [20] LI Hongsheng, LIU Songyong, CHENG Gang, et al. Numerical investigation on rock-fracturing mechanism by using splitter under hole assistance[J]. Shock and Vibration, 2019: 1-14.
- [21] 白瑛. 钻孔劈裂器作用下围岩应力场分析[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2009.
BAI Ying. The distribution of stress on rock induced by the rock splitter[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2009.
- [22] DEGRAFF W, SPITERI W. A preliminary qualitative evaluation of a hydraulic splitting cylinder for breaking rock in deep-level mining[J]. Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy, 2018, 118(8): 1-11.

- 891-897.
- [23] 姜婷婷, 张建华, 黄刚. 煤岩水力压裂裂缝扩展形态试验研究[J]. 岩土力学, 2018, 39(10): 3677-3684.
JIANG Tingting, ZHANG Jianhua, HUANG Guang. Experimental study of fracture geometry during hydraulic fracturing in coal[J]. Rock and Soil Mechanics, 2018, 39(10): 3677-3684.
- [24] 黄中伟, 位江巍, 李根生, 等. 液氮冻结对岩石抗拉及抗压强度影响试验研究[J]. 岩土力学, 2016, 37(3): 694-700, 834.
HUANG Zhongwei, WEI Jiangwei, LI Gensheng, et al. An experimental study of tensile and compressive strength of rocks under cryogenic nitrogen freezing[J]. Rock and Soil Mechanics, 2016, 37(3): 694-700, 834.
- [25] FIELD J. ELSI conference: Invited lecture: Liquid impact: Theory, experiment, applications[J]. Wear, 1999: 1-12.

作者简介: 刘送永 (通信作者), 男, 1981 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为水射流破岩理论与技术。

E-mail: lsycum@163.com