

# 力学结构及末级压砧硬度对八面体 压腔高压发生效率的影响\*

管俊伟 贺端威 王海阔 彭放<sup>†</sup> 许超 王文丹 王凯雪 贺凯

(四川大学原子与分子物理研究所, 高压科学与技术实验室, 成都 610065)

(2011年6月26日收到; 2011年9月23日收到修改稿)

针对大腔体静高压装置中的多级八面体压腔, 分析了两种不同加载结构的力的传递, 建立了高压发生效率的力学关系. 室温下, 采用定点标压法 (Bi, ZnTe, ZnS, GaAs) 分别标定了 14/8, 12/6 和 10/4 三种二级 6-8 型大腔体静高压组装的腔体压力, 定量地讨论了力学结构和末级压砧硬度对八面体压腔高压发生效率的影响. 实验结果表明, 力学结构和末级压砧硬度都是影响高压发生效率的重要因素, 且力学结构对高压发生效率的影响更大. 其中, 腔体的几何结构越大, 高压发生效率越高; 6-8 型加载结构的高压发生效率高于 2-6-8 型加载结构; 在八面体压腔内的压力接近末级压砧的维氏硬度时, 末级压砧硬度越大, 高压发生效率越高, 所能获得的腔体压力越大.

**关键词:** 力学结构, 加载结构, 高压发生效率

**PACS:** 07.35.+k

## 1 引言

静高压技术主要包括金刚石压砧 (小腔体) 技术和大腔体 (样品尺寸大于  $1 \text{ mm}^3$ ) 静高压技术. 金刚石压砧装置内部能产生  $100 \text{ GPa}$  以上的压力 (强)<sup>[1,2]</sup>, 并且可与同步辐射光源等实验手段相结合<sup>[3-6]</sup>, 对物质在极高压力条件下的结构和物性行为的变化进行原位观测, 样品尺寸一般只有几个到几百微米. 大腔体静高压装置按加载结构可分为一级增压装置和多级增压装置. 一级增压装置主要包括两面顶压机 (凹曲面压机、年轮式压机和柱塞式压机等) 和多面顶压机 (四面顶压机和六面顶压机等)<sup>[7]</sup>, 一级增压装置所能产生的最高压力约为  $12 \text{ GPa}$ <sup>[8,9]</sup>. 多级增压装置是以一级增压装置为构架, 通过内置二级或多级增压单元的方法提高腔体压力. 使用 WC 硬质合金作为末级压砧材料时, 一般可获得  $25 \text{ GPa}$ <sup>[10]</sup> 左右的高压条件, 使用聚晶金刚石作为末级压砧材料时, 最高可获得  $80 \text{ GPa}$  以上的压力<sup>[11,12]</sup>. 与金刚石压砧装置相比, 多级增

压装置能够获得可实际应用并方便进行物性表征的块体样品 (mm 量级), 同时, 多级增压装置亦可与同步辐射光源等实验手段相结合对大块样品进行原位观测<sup>[13]</sup>, 但是, 多级增压装置难以获得金刚石压砧所能获得的压力极限, 从而制约了多级增压装置的发展. 因此, 为提高多级增压装置的压力上限, 就需要分析多级增压装置的力的传递, 以及研究影响多级增压装置高压发生效率的主要因素.

目前, 国际上运行的多级增压装置大都基于两面顶压机机构架, 采用滑块式组装转变为六面体压腔, 再内置八面体增压单元, 成为 2-6-8 型大腔体静高压装置<sup>[10,14-22]</sup>. 本文作者所在实验室近年发展了一种基于国产铰链式六面顶压机的 6-8 型大腔体静高压装置<sup>[23-25]</sup>. 原理上, 在六面顶压机中直接内置二级八面体增压单元, 由于去掉了由两面顶向六面顶转换的过程, 从而减少了系统由两面顶转换为六面顶时滑块之间所产生的摩擦, 因此比基于两面顶压机机构架的 2-6-8 型大腔体静高压装置有更高的高压发生效率. 文献 [24] 的实验结果可以证明这一

\* 国家自然科学基金委员会 - 中国工程物理研究院 NSAF 联合基金 (批准号: 10976018) 和国家自然科学基金科学仪器基础研究专项 (批准号: 11027405) 资助的课题.

<sup>†</sup> E-mail: pengfang@scu.edu.cn

点,但是,对于更具体的原因,文献 [24] 没有做进一步分析.

本文实验基于国产铰链式六面顶压机,在室温下采用定点标压法 (Bi, ZnTe, ZnS 和 GaAs) 标定了二级 6-8 型大腔体静高压组装腔体的实际压力. 考虑理想情况,即忽略系统由两面顶向六面顶转化和六面顶向八面顶转化所消耗的加载力,以及预密封边 (叶腊石) 和传压介质 (氧化镁) 消耗的加载力,分析了多级增压装置的力的传递,建立了高压发生效率的力学关系,并且定量地分析了力学结构和末级压砧硬度对八面体压腔高压发生效率的影响. 其中,力学结构包括加载结构 (6-8 型与 2-6-8 型) 和腔体的几何结构,根据末级压砧正三角形截面边长的不同,腔体的几何结构可分为 25/17 (八面体传压介质的棱长/末级压砧正三角形截面的边长,以 mm 为长度单位), 19/12, 18/11, 14/8, 12/6, 10/5, 10/4 和 7/3 等. 实验结果表明,力学结构和末级压砧硬度都是影响高压发生效率的重要因素. 通过定量分析影响多级增压装置高压发生效率的主要因素,为提高八面体压腔的高压发生效率和考虑力学结构和末级压砧硬度等关键参数时提供实验依据,因而具有重要的意义.

## 2 加载结构和力的传递

基于六面顶压机 (6-8 型)<sup>[23-25]</sup> 和两面顶压机 (2-6-8 型)<sup>[10,17]</sup> 这两种加载结构,考虑理想情况下系统由两面顶转为六面顶、六面顶转为八面顶这两个过程,以及预密封边 (叶腊石) 和传压介质 (氧化镁) 不消耗加载力,对多级增压装置的力的传递进行分析.

对于基于六面顶压机的 6-8 型增压装置,初级加载的受力情况如图 1(a) 所示,  $F$  为六面顶压机的加载力. 任取八面体增压单元中的一个末级压砧为研究对象,其受力如图 1(b) 所示,  $F_1$  为作用在末级压砧面上的力. 根据力的平衡关系可知:  $F_1 = \frac{1}{4}F$ , 末级压砧正三角形截面受到的正压力  $F_2 = \sqrt{3}F_1 = \frac{\sqrt{3}}{4}F$ .

对于基于两面顶压机的 2-6-8 型增压装置,由于 MA8 型<sup>[10]</sup> 和 Kawai 型<sup>[17]</sup> 这两种 2-6-8 型增压装置应用广泛,且力的传递方式相同,所以本文只分析了它们的力的传递. 初级与次级加载的受力情况如图 2(a) 所示,  $F$  为两面顶压机的

加载力,  $F_1$  为作用在八面体增压单元每个面上的力. 取八面体增压单元中的一个末级压砧为研究对象,受力如图 2(b) 所示,  $F_2$  为作用在末级压砧面上的力. 根据力的平衡关系,  $F_1 = \frac{1}{\sqrt{3}}F$ ,  $F_2 = \frac{1}{4}F_1 = \frac{\sqrt{3}}{12}F$ , 末级压砧正三角形截面受到的正压力  $F_3 = \sqrt{3}F_2 = \frac{1}{4}F$ .

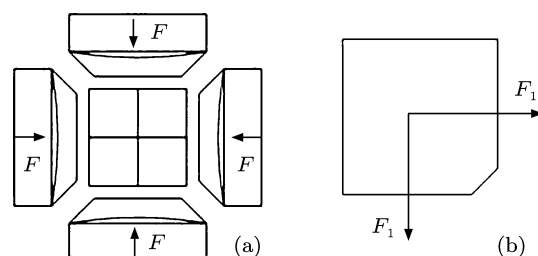


图 1 (a) 八面体增压单元放入六面顶压机的受力主视图; (b) 末级压砧的受力主视图

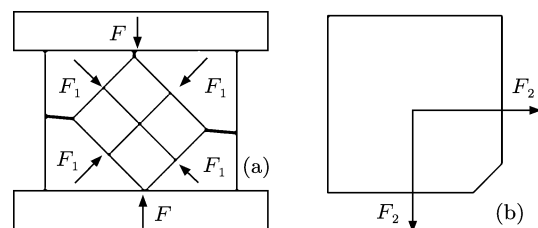


图 2 (a) 八面体增压单元放入两面顶压机的受力主视图; (b) 末级压砧的受力主视图

## 3 高压发生效率的力学关系

设末级压砧正三角形截面的边长为  $a$ , 截面积  $S = \frac{\sqrt{3}}{4}a^2$ . 腔体的实际压力 (强) 为  $P_1$ , 无损耗情况下, 由系统加载传递至末级压砧正三角形截面的压力 (强) 为  $P_2$ , 定义高压发生效率为  $\eta = \frac{P_1}{P_2} \times 100\%$ .

对于基于六面顶压机的 6-8 型增压装置,  $P_2 = \frac{F_2}{S} = \frac{F}{a^2}$ , 有

$$\eta = \frac{P_1}{P_2} \times 100\% = \frac{P_1 \times a^2}{F} \times 100\%; \quad (1)$$

对于基于两面顶压机的 2-6-8 型增压装置,  $P_2 = \frac{F_3}{S} = \frac{F}{\sqrt{3}a^2}$ , 有

$$\eta = \frac{P_1}{P_2} \times 100\% = \frac{\sqrt{3}P_1 \times a^2}{F} \times 100\%. \quad (2)$$

## 4 实验

### 4.1 实验原理与设备

Bi, ZnTe, ZnS 和 GaAs 等物质会发生压制相变, 并且这些物质由相变导致电阻突变时所对应的压力值是已知的, 如: Bi (I-II, 2.55 GPa), Bi (III-IV, 7.7 GPa)<sup>[26,27]</sup>; ZnTe (I-II, 5 GPa), ZnTe (II-III, 8.9—9.5 GPa), ZnTe (III-IV, 11.5—13 GPa)<sup>[28,29]</sup>; ZnS (15.6 GPa)<sup>[30]</sup> 和 GaAs (19.3 GPa)<sup>[31]</sup>. 其中, ZnTe (I-II, 5 GPa) 是指 ZnTe 第一次相变时腔体的压力是 5 GPa, ZnTe (II-III, 8.9—9.5 GPa) 是指 ZnTe 第二次相变时腔体的压力在 8.9—9.5 GPa 之间, ZnTe (III-IV, 11.5—13 GPa) 是指 ZnTe 第三次相变时腔体的压力在 11.5—13 GPa 之间, 其他依此类推. 本实验根据这些物质的压制相变点, 在室温下对二级 6-8 型大腔体静高压组装的腔体压力进行标定. 实验原理在文献 [24] 和文献 [25] 中已有详细介绍, 本文不再重复.

实验用到的设备有 DS 6×8 MN 铰链式六面顶压机、恒流源和 AX-104-1-3 型多通道记录仪等. 实验采用 WC 硬质合金立方块作为末级压砧材料, 末级压砧的维氏硬度有 14.5, 19.5 和 22 GPa 三种, 末级压砧正三角形截面的边长有 4, 6 和 8 mm 三种 (如图 3 所示), 八面体传压介质的棱长有 10, 12 和 14 mm 三种. 压力标定实验的电路连接示意图见文献 [25].

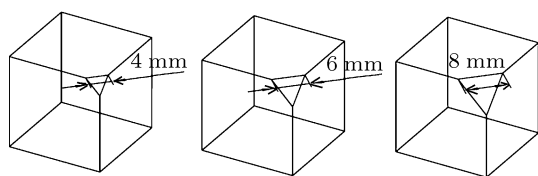


图 3 末级压砧

### 4.2 实验设计

**实验 1** 采用棱长分别为 14 和 12 mm 的两种八面体, 末级压砧正三角形截面的边长分别为 8 和 6 mm, 维氏硬度为 19.5 GPa; 比较不同的腔体几何结构对高压发生效率的影响.

**实验 2** MgO 八面体传压介质的棱长为 14 mm, 末级压砧正三角形截面的边长为 8 mm, 维氏硬度分别为 14.5 GPa 和 19.5 GPa; 基于 6-8 型加载结构的 14/8 组装, 比较不同硬度的末级压砧对高压发生效率的影响.

**实验 3** MgO 八面体传压介质的棱长为 10 mm, 末级压砧正三角形截面的边长为 4 mm, 维氏硬度为 22 GPa; 基于 6-8 型加载结构的 10/4 组装, 与文献 [25] 的实验进行对比, 比较不同硬度的末级压砧对高压发生效率的影响.

## 5 实验结果与讨论

### 5.1 腔体的几何结构对高压发生效率的影响

对基于六面顶压机的 6-8 型增压装置, 由公式  $\eta = \frac{P_1 \times a^2}{F} \times 100\%$  可知, 腔体压力  $P_1$  一定时, 高压发生效率与末级压砧正三角形截面的边长成正比, 与加载力成反比, 即腔体的几何结构 (末级压砧正三角形截面的边长) 越大, 高压发生效率越高, 反之越低; 加载力越大, 高压发生效率越低, 反之越高. 当腔体压力约为 10 GPa 时, 14/8 组装的高压发生效率是 12/6 组装的 1.1 倍, 是 10/4 组装的 2.0 倍, 12/6 组装的高压发生效率是 10/4 组装的 1.7 倍. 在末级压砧硬度相同的情况下, 由图 4 可知, 14/8 组装的高压发生效率高于 12/6 组装, 在腔体压力较低时, 尤其如此. 随着腔体压力的增大, 高压发生效率降低, 其中, 14/8 组装的高压发生效率下降最快, 其次是 12/6 组装, 最后是 10/4 组装, 如图 4 所示. 这是因为随着加载力的增大, 传压介质 (氧化镁) 进入末级压砧之间形成密封边的量逐渐增多, 消耗系统的加载力亦随之增多, 从而降低了高压发生效率. 而 14/8 组装的传压介质 (氧化镁) 进入末级压砧之间的量要多于 12/6 组装, 所以 14/8 组装的高压发生效率的下降速率大于 12/6 组装; 同理, 10/4 组装的传压介质进入末级压砧之间的量要少于 12/6 组装, 并且 10/4 组装所用末级压砧的硬度比 12/6 组装大, 所以 10/4 组装的高压发生效率的下降速率最小.

对于这三种组装, 曲线 1、曲线 2 和曲线 3 的前一部分表明腔体压力与加载力的关系近似线性, 随着加载力的增大, 三条曲线的后一部分表明腔体压力与加载力的关系是非线性的. 与 14/8 和 10/4 组装相比, 12/6 组装的腔体压力与加载力关系曲线弯曲得更明显, 且最后近似平行于加载力坐标轴. 这是因为在末级压砧硬度相同的情况下, 加载力一定时, 末级压砧正三角形截面面积越小, 所受到的压力 (强) 则越大, 随着加载力的增大, 截面面积小

的末级压砧则要比截面面积大的先屈服. 加载力达到一定值时, 腔体压力与加载力的关系曲线近似平行于加载力坐标轴, 表明此时系统加载的增加主要用于末级压砧的塑性形变和密封边处的消耗, 八面体压腔内部的压力基本不再升高.

综上所述, 腔体的几何结构是影响高压发生效率的重要因素, 末级压砧正三角形截面的边长越长, 高压发生效率越高, 但是随着腔体压力的增大, 其下降速率亦越快. 因此, 在实验过程中, 应选择较大的腔体几何结构, 以获得较高的高压发生效率.

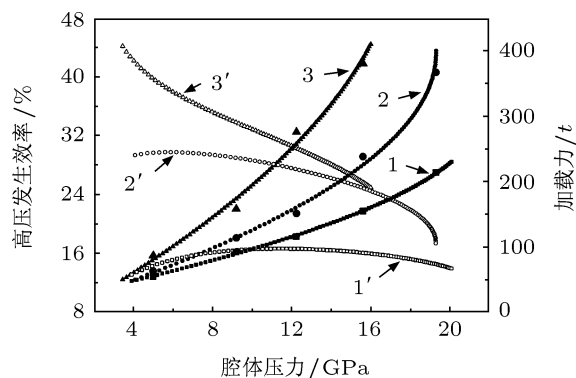


图4 基于6-8型加载结构, 10/4, 12/6和14/8三种组装的高压发生效率. 曲线1和曲线1'分别为10/4组装的腔体压力与加载力和高压发生效率的关系曲线, 实验使用的末级压砧的维氏硬度为22 GPa; 曲线2和曲线2'分别为12/6组装的腔体压力与加载力和高压发生效率的关系曲线, 实验使用的末级压砧的维氏硬度为19.5 GPa; 曲线3和曲线3'分别为14/8组装的腔体压力与加载力和高压发生效率的关系曲线, 实验使用的末级压砧的维氏硬度为19.5 GPa. 图中, 取ZnTe(II-III, 8.9—9.5 GPa)的压力相变点为9.2 GPa, 取ZnTe(III-IV, 11.5—13 GPa)的压力相变点为12.3 GPa. 图中实心符号较大的■, ●和▲是实验测得的腔体压力所对应的加载力, 分别对这些点进行二次项拟合得到曲线1, 曲线2和曲线3

### 5.2 加载结构对高压发生效率的影响

如图5所示, 腔体几何结构为14/8组装时, 6-8型加载结构的高压发生效率明显高于2-6-8型, 随着腔体压力的增大, 两者的高压发生效率逐渐降低. 当腔体压力约为10 GPa时, 6-8型加载结构的高压发生效率约为2-6-8型加载结构的1.2倍.

图6进一步比较了基于6-8型与2-6-8型加载结构的10/4组装的高压发生效率, 当腔体压力约为19 GPa时, 6-8型加载结构的高压发生效率约为2-6-8型加载结构的1.2倍.

综上所述, 基于不同加载结构的14/8和10/4两种组装高压发生效率的比较, 实验结果表明, 对于同一组装(腔体几何结构), 6-8型加载结构的高压发生

效率高于2-6-8型加载结构. 这是因为6-8型加载结构减少了系统由两面顶向六面顶转换所消耗的摩擦力, 所以其高压发生效率总体上高于2-6-8型. 因此, 在实验过程中, 选择基于6-8型加载结构的大腔体静高压装置, 可以减少系统的摩擦损耗, 提高高压发生效率.

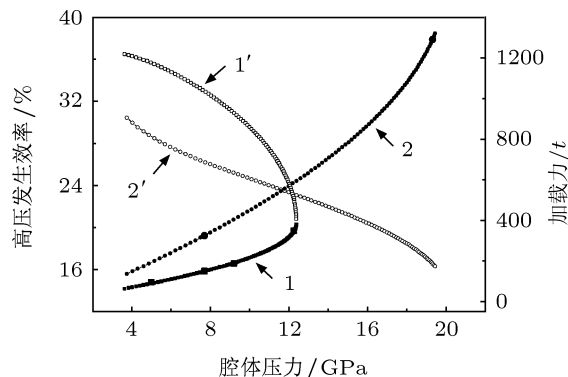


图5 针对14/8组装, 6-8型与2-6-8型加载结构的高压发生效率. 曲线1和曲线1'分别为本文实验所得腔体压力与加载力和高压发生效率的关系曲线, 实验使用的末级压砧的维氏硬度为14.5 GPa; 曲线2和曲线2'分别为文献[17]所报道的腔体压力与加载力和高压发生效率的关系曲线, 文献[17]所采用的加载结构为2-6-8型. 图中实心符号较大的■和●是实验测得的腔体压力所对应的加载力, 分别对这些点进行二次项拟合得到曲线1和曲线2

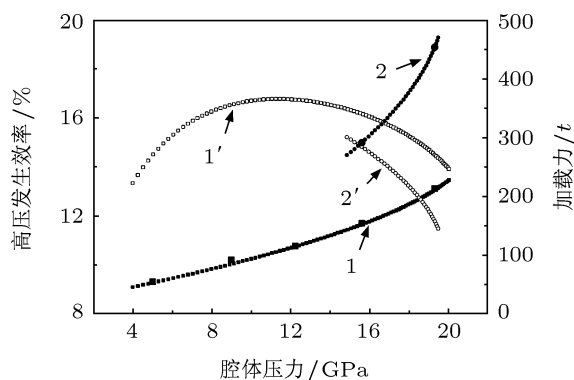


图6 针对10/4组装, 6-8型与2-6-8型加载结构的高压发生效率. 曲线1和曲线1'分别为本文实验所得腔体压力与加载力和高压发生效率的关系曲线, 实验使用的末级压砧的维氏硬度为22 GPa; 曲线2和曲线2'分别为文献[10]所得腔体压力与加载力和高压发生效率的关系曲线, 文献[10]所采用的加载结构为2-6-8型. 图中实心符号较大的■和●是实验测得的腔体压力所对应的加载力, 分别对这些点进行二次项拟合得到曲线1和曲线2

### 5.3 末级压砧硬度对高压发生效率的影响

由图7可知, 硬度较大的末级压砧所产生的高压发生效率高于硬度较小的末级压砧, 当腔体压力约为10 GPa时, 硬度较大的末级压砧所产生的高

压发生效率约为硬度较小的末级压砧的 1.1 倍; 随着加载力的增大, 两者的高压发生效率都在降低, 其中, 硬度较小的末级压砧的高压发生效率的下降速率更大.

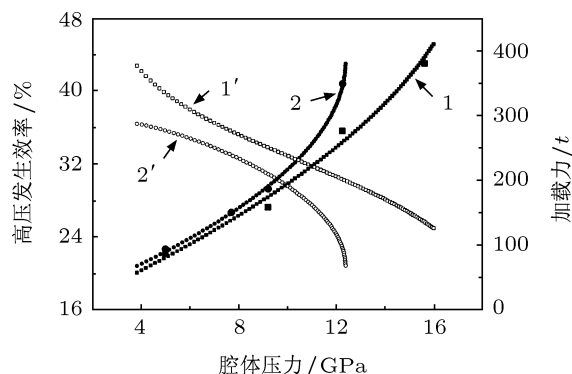


图 7 基于 6-8 型加载结构的 14/8 组装, 硬度不同的末级压砧的高压发生效率. 曲线 1 和曲线 1' 分别为本文实验所得腔体压力与加载力和高压发生效率的关系曲线, 实验使用的末级压砧的维氏硬度为 19.5 GPa; 曲线 2 和曲线 2' 分别为本文实验所得腔体压力与加载力和高压发生效率的关系曲线, 实验使用的末级压砧的维氏硬度为 14.5 GPa. 图中实心符号较大的  $\blacksquare$  和  $\bullet$  是实验测得的腔体压力所对应的加载力, 分别对这些点进行二次项拟合得到曲线 1 和曲线 2

对于这两种硬度的末级压砧, 曲线 1 和 2 的前一部分表明腔体压力与加载力的关系近似线性, 随着加载力的增大, 两条曲线的后一部分表明腔体压力与加载力的关系是非线性的. 与硬度较大的末级压砧相比, 硬度较小的末级压砧的腔体压力与加载力关系曲线弯曲得更明显, 且最后近似平行于加载力坐标轴. 在力学结构相同的情况下, 加载力一定时, 末级压砧的硬度越大, 其高压发生效率越高, 随着加载力的增大, 硬度较小的末级压砧截面处要比硬度较大的先屈服. 加载力达到一定值时, 腔体压力与加载力关系曲线近似平行于加载力坐标, 表明此时系统加载的增加主要用于末级压砧的塑性形变和密封边处的消耗, 八面体压腔内部的压力基本不再升高.

基于 6-8 型加载结构的 10/4 组装, 图 8 进一步比较了末级压砧的硬度对高压发生效率的影响. 当腔体压力约为 10 GPa 时, 硬度较大的末级压砧的高压发生效率约为硬度较小的末级压砧的 1.4 倍.

通过以上两个实验可知, 对于不同硬度的末级压砧, 硬度较大的末级压砧所产生的高压发生效率高于硬度较小的末级压砧; 八面体压腔内所能获得

的最大腔体压力与末级压砧的硬度有关, 硬度较大的末级压砧所能产生的最大腔体压力大于硬度较小的末级压砧, 并且最大腔体压力值小于末级压砧的维氏硬度. 因此, 基于同一组装, 在实验过程中, 选择硬度更大的末级压砧有利于获得更大的腔体压力和高压发生效率.

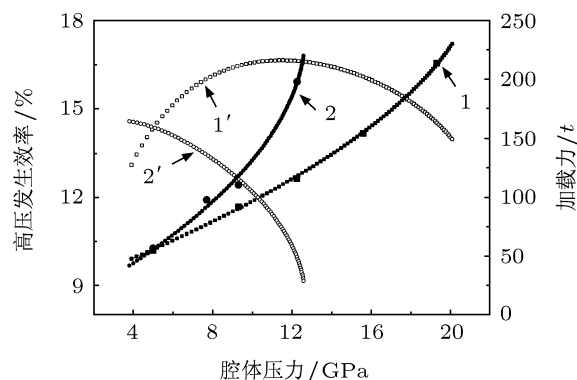


图 8 基于 6-8 型加载结构的 10/4 组装, 硬度不同的末级压砧的高压发生效率. 曲线 1 和曲线 1' 分别为本文实验所得腔体压力与加载力和高压发生效率的关系曲线, 实验使用的末级压砧的维氏硬度为 22 GPa; 曲线 2 和曲线 2' 分别为文献 [25] 所报道的腔体压力与加载力和高压发生效率的关系曲线, 文献 [25] 所采用的末级压砧的维氏硬度为 15.6 GPa. 图中实心符号较大的  $\blacksquare$  和  $\bullet$  是实验测得的腔体压力所对应的加载力, 分别对这些点进行二次项拟合得到曲线 1 和曲线 2

## 6 结论

本文结合高压发生效率的力学关系, 定量地讨论了力学结构和末级压砧硬度对高压发生效率的影响. 实验结果表明, 力学结构和末级压砧硬度都是影响高压发生效率的重要因素, 且力学结构对高压发生效率的影响大于末级压砧硬度. 腔体的几何结构越大, 高压发生效率越高; 6-8 型加载结构的高压发生效率比 2-6-8 型加载结构的高; 在八面体压腔内的压力接近末级压砧的维氏硬度时, 末级压砧硬度越大, 高压发生效率越高, 所能获得的腔体压力越大. 因此, 为了获得更高的高压发生效率和更高的腔体压力, 实验应选择使用 6-8 型加载结构、较大的腔体几何结构和较大硬度的末级压砧.

感谢四川大学高压科学与技术实验室的老师和同学对本文实验的帮助.

- [1] Greene R G, Luo H, Ruoff A L 1994 *Phys. Rev. Lett.* **73** 2075
- [2] Singh A K, Liermann H P, Akahama Y, Saxena S K, Menéndez-Proupin E 2007 *J. Appl. Phys.* **101** 123526
- [3] Jayaraman A 1986 *Rev. Sci. Instrum.* **57** 1013
- [4] Andraut D, Fiquet G 2001 *Rev. Sci. Instrum.* **72** 1283
- [5] Peiris S M, Butcher R, Pearson W 2005 *Joint 20th AIRAPT-43th EHPRG Karlsruhe, Germany, June 27–July 1, 2005*
- [6] Klotz S, Besson J M, Hamel G, Nelmes R J, Loveday J S, Marshall W G, Wilson R M 1995 *Appl. Phys. Lett.* **66** 1735
- [7] Sung C M 1997 *High Temp.-High Pressure* **29** 253
- [8] Khvostantsev L G 1984 *High Temp.-High Pressure* **16** 165
- [9] Zhao Y S, He D W, Jiang Q, Pantea C, Lokshin K A, Zhang J Z, Daemen L L 2005 *Advances in High-Pressure Technology for Geophysical Applications* (Amsterdam: Elsevier B. V.) p461
- [10] Liebermann R C, Wang Y B 1992 *High-Pressure Research: Application to Earth and Planetary Sciences* (Washington DC: AGU) p19
- [11] Tange Y, Irifune T, Funakoshi K 2008 *High Pressure Res.* **28** 245
- [12] Kunimoto T, Irifune T 2010 *J. Phys.: Conf. Ser.* **215** 02190
- [13] Utsumi W, Funakoshi K I, Katayama Y, Yamakata M, Okada T, Shimomura O 2002 *J. Phys.: Condens. Matter* **14** 10497
- [14] Wang Y B, Durham W B, Getting I C, Weidner D J 2003 *Rev. Sci. Instrum.* **74** 3002
- [15] Katsura T, Funakoshi K, Kubo A, Nishiyama N, Tange Y, Sueda Y, Kubo T, Utsumi W 2004 *Phys. Earth Planet. Int.* **143-144** 497
- [16] Reza A, Henry Z, Carter C 2005 *Dia. Relat. Mater.* **14** 1916
- [17] Frost D J, Poe B T, Trønnes R G, Liebske C, Duba A, Rubie D C 2004 *Phys. Earth Planet. Int.* **143-144** 507
- [18] Kawai N, Endo S 1970 *Rev. Sci. Instrum.* **41** 1178
- [19] Cordier P, Rubie D C 2001 *Mater. Sci. Eng. A* **309-310** 38
- [20] Lü S J, Luo J T, Shu L, Hu Y, Yuan C S, Hong S M 2009 *Acta Phys. Sin.* **58** 6852 (in Chinese) [吕世杰, 罗建太, 苏磊, 胡云, 袁朝圣, 洪时明 2009 物理学报 **58** 6852]
- [21] Kunimoto T, Irifune T, Sumiya H 2008 *High Press. Res.* **28** 237
- [22] Kunimoto T, Irifune T 2010 *J. Phys.: Conf. Ser.* **215** 012190
- [23] He D W, Wang F L, Kou Z L, Peng F *Chinese Patent* (No. ZL 2007 1 0048839.2) 13 May 2009 [贺端威, 王福龙, 寇自力, 彭放 中国专利 (专利号: ZL 2007 1 0048839.2) 13 May 2009]
- [24] Wang F L, He D W, Fang L M, Chen X F, Li Y J, Zhang W, Zhang J, Kou Z L, Peng F 2008 *Acta Phys. Sin.* **57** 5429 (in Chinese) [王福龙, 贺端威, 房雷鸣, 陈晓芳, 李拥军, 张伟, 张剑, 寇自力, 彭放 2008 物理学报 **57** 5429]
- [25] Wang W D, He D W, Wang H K, Wang F L, Dong H N, Chen H H, Li Z Y, Zhang J, Wang S M, Kou Z L, Peng F 2010 *Acta Phys. Sin.* **59** 3107 (in Chinese) [王文丹, 贺端威, 王海阔, 王福龙, 董海妮, 陈海花, 李子扬, 张剑, 王善民, 寇自力, 彭放 2010 物理学报 **59** 3107]
- [26] Getting I C 1998 *Metrologia* **35** 119
- [27] Lloyd E C 1971 *NBS Special Publication* **326** 201
- [28] Ohtani A, Motobayashi M, Onodera A 1980 *Phys. Lett. A* **75** 435
- [29] Ovsyannikov S V, Shchennikov V V 2004 *Solid State Commun.* **132** 333
- [30] Jiang J Z, Gerward L, Frost D, Secco R, Peyronneau J, Olsen J S 1999 *J. Appl. Phys.* **86** 6608
- [31] Yagi T, Akimoto S 1976 *J. Appl. Phys.* **47** 3350

# Influence of mechanical configuration and hardness of last stage anvil on high pressure producing efficiency for octahedral cell\*

Guan Jun-Wei He Duan-Wei Wang Hai-Kuo Peng Fang<sup>†</sup> Xu Chao  
Wang Wen-Dan Wang Kai-Xue He Kai

(*Institute of Atomic and Molecular Physics, Sichuan University, Chengdu 610065, China*)

(Received 26 June 2011; revised manuscript received 23 September 2011)

## Abstract

We analyse the loading force transmissions for two kinds of loading structures directed at multistage octahedral cell of high pressure device, and build a mechanical relationship for high pressure producing efficiency. The relationship between cell pressure and hydraulic load is calibrated at room temperature for 14/8, 12/6 and 10/4 cell assemblies using the phase transitions of Bi, ZnTe, ZnS and GaAs under high pressure. Also we discuss qualitatively the influences of both mechanical configuration and hardness of last stage anvil on high pressure producing efficiency of octahedral cell. The experimental results show that both mechanical configuration and hardness of last stage anvil are key factors for affecting high pressure producing efficiency, what is more, the mechanical configuration is more important. The larger the geometry configuration of octahedral cell, the higher the high pressure producing efficiency is; high pressure producing efficiency of 6-8 type loading configuration is higher than that of 2-6-8 type loading configuration; when the pressure of octahedral cell approaches to Vickers hardness of last stage anvil, the harder the last stage anvil, the higher the high pressure producing efficiency and the higher cell pressure is.

**Keywords:** mechanical configuration, loading configuration, high pressure producing efficiency

**PACS:** 07.35.+k

---

\* Project supported by the National Natural Science Foundation of China-NSAF (Grant No. 10976018) and National Natural Science Foundation of China (Grant No. 11027405).

<sup>†</sup> E-mail: pengfang@scu.edu.cn