

文章编号: 1000-8055(2007)02-0199-06

Helmholtz 振荡腔对光滑圆管换热的强化实验

丁水汀, 高翔宇, 邓宏武, 徐国强, 陶智, 邹正平

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100083)

摘 要: 气流通过 Helmholtz 振荡腔产生脉动气流. 实验固定振荡腔进出口直径和振荡腔直径, 在改变振荡腔腔长的情况下, 在圆管进口 Re 为 22 000 到 82 000 范围内对等热流加热条件下的圆管换热实验进行了研究. 实验将脉动气流所产生的圆管换热效果与定常气流产生的换热效果进行对比. 结果表明: 气流流经 Helmholtz 振荡腔后对圆管换热有强化作用, 其强化作用主要集中在沿圆管轴向前 10 倍直径的长度上, 强化比约为 1.1~1.9. 随着距离增大换热强化比迅速减小. 振荡腔腔长对换热效果有较强的影响.

关 键 词: 航空、航天推进系统; Helmholtz; 脉动气流; 圆管对流换热

中图分类号: V235.1

文献标识码: A

An experimental study of the effects of air flow through Helmholtz cavity on heat transfer within a smooth round tube

DING Shu-ting, GAO Xiang-yu, DENG Hong-wu,

XU Guo-qiang, TAO Zhi, ZHOU Zheng-ping

(National Key Laboratory on Aero Engines, School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: When the air flows through the Helmholtz oscillation cavity, it will be pulsing. The inlet and outlet diameters of Helmholtz cavity remain const, but the length of cavity is changed so that, the Reynolds number at the inlet changes from 22000 to 82000. The experimental investigation was conducted under equiflux conditions. Comparison was made between the heat transfer coefficient of steady air flow and unsteady air flow. The results show that: The pulse air flow can increase the heat transfer, but the enhancement of heat transfer takes place mainly at the distance of 10 times of the diameter along the axial direction of the round tube. The ratio of enhancement lies between 1.1 to 1.9. This ratio decreases significantly as the distance becomes longer. Beyond the distance of 10 times of the diameter, the ratio of enhancement fluctuates slightly as the Reynolds number increases. The experimental investigation also shows that the heat conduction coefficient is influenced by the length of the Helmholtz cavity.

Key words: aerospace propulsion system; Helmholtz; pulse air flow;
heat conduction of round tube

收稿日期: 2006-01-20; 修订日期: 2006-03-14

作者简介: 丁水汀(1967), 男, 辽宁铁岭人, 北京航空航天大学能源与动力工程学院教授、博士生导师, 博士, 主要从事航空发动机传热的研究.

内流换热的强化可采用机械振动、声波、电磁场等方法增加流体扰动(脉动或旋转)以破坏层流底层,从而达到增强换热的目的. 本实验采用 Helmholtz 振荡腔(图 1),使连续的气流经过振荡腔产生自激振荡. Helmholtz 振荡腔是利用射流的不稳定流动特性,通过调整连续射流流体的流

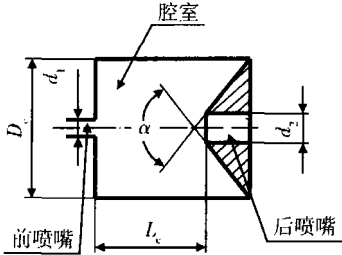


图 1 Helmholtz 振荡腔的物理模型
Fig. 1 Physical model of Helmholtz oscillation cavity

动参数和振荡腔的结构参数,对射流的涡量扰动进行闭环反馈和放大,将连续射流改变为压力脉动的冲击式射流. 国外的许多研究人员在流体振动和腔道流动等方面做了大量的实验研究和理论分析. 研究表明连续气流流经 Helmholtz 振荡腔产生脉动,并给出了预测脉动气流振荡频率的半经验准则关系式^[3]. 国内也有很多研究人员对 Helmholtz 振荡腔其原理和结构优化等方面进行了深入的研究. 对 Helmholtz 振荡腔结构的优化给出了指导性的设计方案^[4-6],并对预测流动诱导空腔振荡频率的半经验准则关系式进行了改进^[7]. 重庆大学动力工程学院高虹、曾丹苓^[8]采用 Helmholtz 振荡腔,研究振荡水射流对圆管换热的影响. 本实验在光滑圆管的进口段加装 Helmholtz 振荡腔,研究通过改变振荡腔腔长产生的脉动气流对光滑圆管对流换热的影响.

1 实验装置

1.1 Helmholtz 振荡腔的设计

振荡腔的整体结构图如图 2 所示. $d_2/d_1 = 2$, $D/d_2 = 5$, $d_2 = 15\text{ mm}$, $d_2 = 30\text{ mm}$, $D_c = 150\text{ mm}$ 由调节活塞的位置来调节振荡腔的腔长,腔长 L_c 的变化范围是 $0\sim 80\text{ mm}$. 该设计参考于浙江大学、杭州大学的王乐勤、王循明等人^[6]所研究 Helmholtz 振荡腔结构优化方法. 为了保证活塞的活动方便性以及腔体的密封性,在螺帽、活塞杆和腔体的连接处采用 O 形圈卡紧封严的方法,在其他地方采用胶垫密封和硅胶密封.

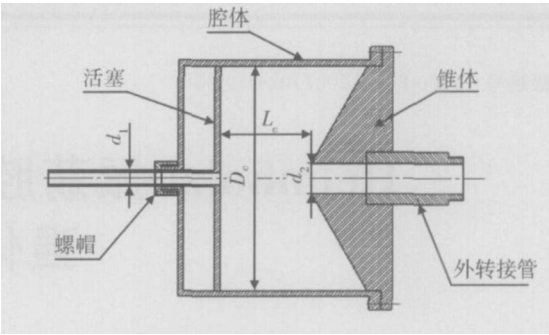


图 2 Helmholtz 振荡腔结构简图
Fig. 2 Schematic structure of Helmholtz oscillation cavity

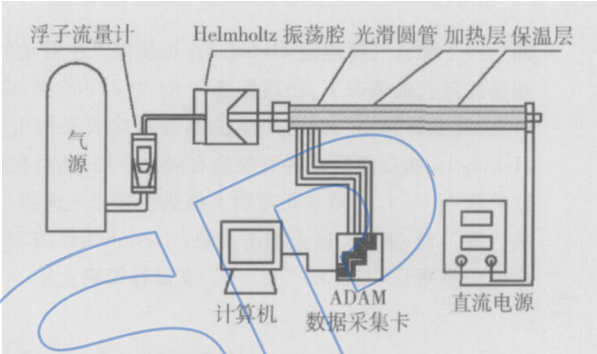


图 3 实验台整体示意图
Fig. 3 Schematic of the whole test facility

1.2 实验台整体的设计

本实验的实验台整体设计示意图如图 3 所示. 实验所用的不锈钢光滑圆管尺寸规格为: 圆管内径 30 mm , 管壁厚 1 mm , 管长 1.85 m . 在圆管外表面均匀缠绕上加热片, 并采用规格为 $150\text{ V} \cdot 10\text{ A}$ 的功率可调的直流电源进行加热. 用量程为 $1060\text{ m}^3/\text{h}$ 浮子流量计测量冷气流量. 所有的压力测点均采用量程适合的测压设备, 所测量的压力均为静压. 从圆管的进口起, 沿管壁轴向每隔 30 mm 布置一对热电偶测量圆管的壁面温度, 共布置 54 对热电偶. 在浮子流量计的入口处、振荡腔的入口处以及圆管的进出口处分别布置热电偶测量当地气流温度. 所有的温度测量均采用 K 型热电偶(镍铬-镍硅)进行测量, 并用 ADAM 4018 数字采集系统进行电信号采集, 用自编的 VB 数采程序对其进行实时采集处理.

2 实验方法

首先做不加振荡腔的光滑圆管换热实验. 然后加上振荡腔, 改变振荡腔腔长, 测量气流经过振荡腔后对圆管的换热实验. 将同一流量下有振荡腔和没有振荡腔两种情况下的换热效果进行对比.

3 数据处理方法

3.1 换热处理方法

对圆管管壁采用一定功率的直流电源进行加热,造成圆管换热的等热流条件. 测量加热电压 V 和电流 I , 加热功率为 $W = UI$. 若加热热损失为 Q_0 (后面将详细讨论关于热损失处理的方法), 那么加热热流即为 $Q = W - Q_0$. 计算圆管内对流换热系数的公式为: $\alpha = \frac{Q}{A(T_w - T_f)}$, 式中 A 为换热面积, T_w 为当地壁温, T_f 为当地气流温度. 根据公式 $Q = mc_p \Delta T$, 式中 m 为冷气的质量流量, 由浮子流量计测得. c_p 为气体比热容, ΔT 为被加热气流的温升. 测出圆管进口的气流温度, 加热量是已知的, 这样就可以计算出每一点管壁壁温 T_w 所对应的当地气流温度 T_f . 这样就得到了圆管沿轴向的每一测点处的对流换热系数 α . 用公式 $Nu = \alpha d_0 / \lambda$ 将对流换热系数 α 无量纲化, 得出无量纲对流换热系数 Nu . 式中 d_0 为换热圆管内径, λ 为空气的导热系数. 用公式 $Re = \frac{\rho u d_0}{\mu} = \frac{4m}{\pi \mu d_0}$ 将冷气流量无量纲化, 式中 μ 为空气动力粘性系数.

3.2 热损失处理

虽然已经对加热圆管表面进行保温处理, 但实验仍然会有少量的热损失. 实验的热损失主要来源于加热圆管外表面以及端部散热. 热损失处理方法有 2 种: (1) 是实验法; (2) 理论分析法.

首先介绍一下实验方法: 在不同冷气的情況下, 堵住圆管出气一端, 给圆管实验件进行加热, 使管壁达到一定温度 T_w . 温度恒定后, 记下加热功率 Q_0 和环境温度 T_0 . 这样测量在圆管不同位置处的管壁温度 T_w 与 Q_0 的值, 所得的 Q_0 值即为管壁温度为 T_w 环境温度为 T_0 情况下的圆管热损失. 根据实验经验, 假设热损失值 Q_0 为 $(T_w - T_0)$ 的线性函数, 拟和出热损失函数关系式. $Q_0 = A + B(T_w - T_0)$, 温差验证范围为 3~60℃. 由于圆管壁面处每一点的热损失不同, 所以针对每一点都有其热损失拟合公式, 共 54 个, 这里就不一一列举. 对圆管壁面温度取平均值就可以拟合出其总的热损失拟合公式:

$Q_0 = -0.5737 + 0.44804(T_w - T_0)$
其拟合直线图如图 4 所示.

理论分析法: 由于热损失主要来源于圆管壁面向环境散失的热量, 所以只计算由圆管保温层

表面向环境散失的热量. 实验所采用的换热压圆管管壁较薄(1 mm), 且管壁轴向温差很小, 所以沿管壁轴向方向的导热忽略不计. 其热量传导过程如下图 5 所示. 设由管壁向保温材料表面的热量为 Q_1 , 由保温材料表面向环境自然对流散热的热量为 Q_2 .

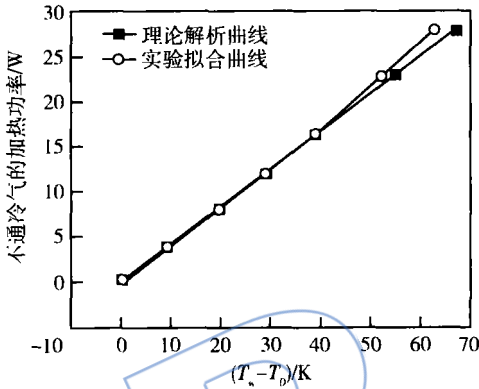


图 4 热损失拟合直线图
Fig. 4 Liner fit of characteristic of heat lost

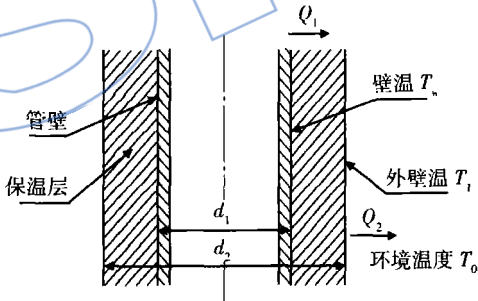


图 5 热损失分析图
Fig. 5 Analyse of heat lost process

圆管长 $L = 1.85\text{ m}$, 圆管外径 $d_1 = 0.032\text{ m}$, 管壁厚 $\delta = 0.001\text{ m}$, 所选用的保温材料是聚乙烯高发泡沫, 其导热系数为 $0.05\text{ W/(m} \cdot \text{K)}$, 保温材料外径 $d_2 = 0.1\text{ m}$.

根据圆管导热公式:

$$Q_1 = \frac{2\pi\lambda(T_w/T_1)}{\ln(d_2/d_1)}$$

自然对流换热公式:

$$Q_2 = A \alpha(T_1 - T_0) = \pi d_2 l \alpha(T_1 - T_0)$$

2 个热流相等:

$$Q_1 = Q_2$$

公式(5)中的 α 为自然对流换热系数, 由自然对流换热经验关系式 $Nu = C(Gr \cdot Pr)^n$ 确定, 经计算:

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^n =$$
$$0.48(1.276 \times 10^6 \times 0.7)^{0.25} = 14.756$$
$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{14.756 \times 2.67 \times 10^{-2}}{0.1} = 3.94$$

将上面 3 个公式联立, 消去 T_1 得出热损失 Q_0 与壁温、环境温度的关系式: $Q_0 = 0.4171(T_w - T_0)$, 其直线图也在图 4 中表示出来, 与实验结果进行对比相差很小. 证明实验壁面温度测量是准确的, 且实验的热损失计算可以以实验为准.

3.3 误差分析

实验用热电偶的测量误差为 $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, 压力表精度为 0.4 级, 浮子流量计相对误差为 1.7%. 则由误差传递公式, 可以估算出本实验的测量误差. 雷诺数的相对误差为 1.7%, 换热强化比的相对误差为 3.46%.

4 实验结果及分析

实验气流流量范围为: $20\sim 60\text{ m}^3/\text{h}$, 实验工况所对应的 Re 分别为: 22 300, 29 300, 35 500, 42 000, 50 000, 58 000, 66 500, 74 000, 82 000. 在这 9 个不同 Re 工况下, 气流流经不同振荡腔腔长产生的沿圆管轴向的换热强化比, 如图 6~ 图 14 所示.

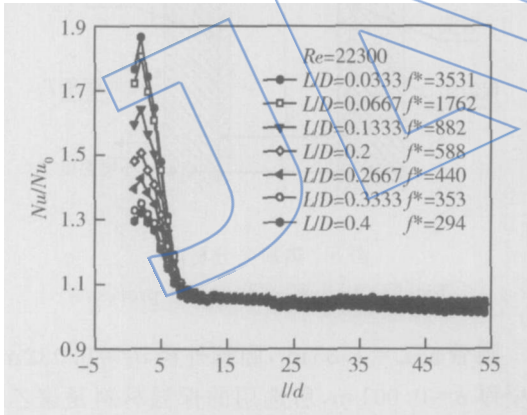


图 6 $Re=22\,300$ 时换热强化比特性图
Fig. 6 Characteristic of heat transfer intensity on $Re=22\,300$

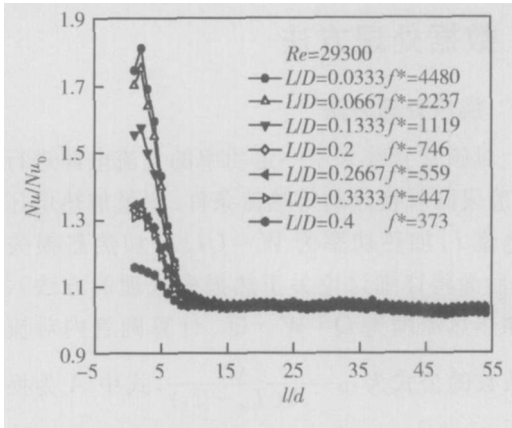


图 7 $Re=29\,300$ 时换热强化比特性图
Fig. 7 Characteristic of heat transfer intensity on $Re=29\,300$

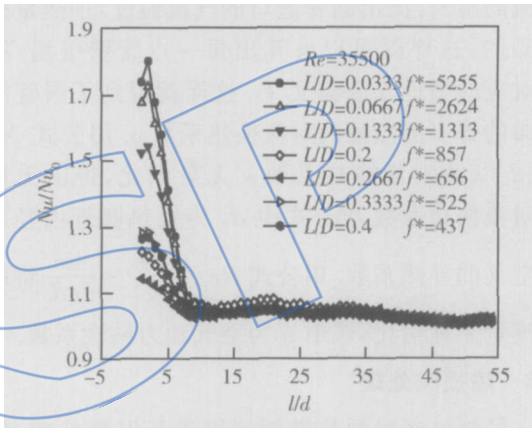


图 8 $Re=35\,500$ 时换热强化比特性图
Fig. 8 Characteristic of heat transfer intensity on $Re=35\,500$

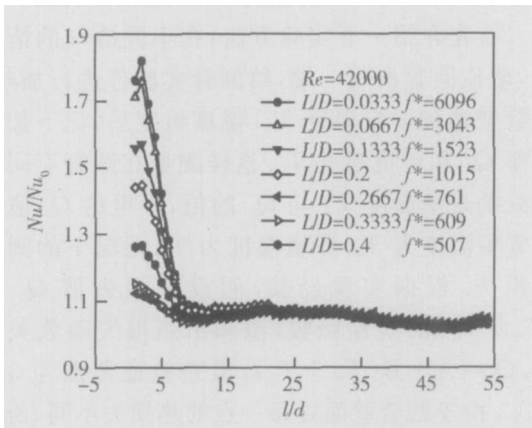


图 9 $Re=42\,000$ 时换热强化比特性图
Fig. 9 Characteristic of heat transfer intensity on $Re=42\,000$

分析: 上述 9 幅图(图 6~ 图 14)表示在不同 Re 下不同腔长所对应的换热强化比. 图中横坐标 l/d 表示换热圆管轴向长度与圆管直径的比值; 纵坐标 Nu/Nu_0 表示加振荡腔与不加振荡腔的换热强化比; L/D 表示振荡腔腔长与振荡腔直径的比值. 总体来看, 各个 Re 下, 气流经过不同振荡腔腔长都有强化换热效果. 强化作用主要集中在圆管前 10 倍直径的长度上, 在这一范围内腔长的大小对换热有很大影响, 腔长较小的情况下换

热强化效果较好, 腔长较大时换热效果普遍有所减弱. 沿圆管轴向方向随着距离的增大振荡气流所产生的换热强化作用迅速减弱, 在 10 倍直径之后随着气流振荡效果的减弱, 强化换热效果基本

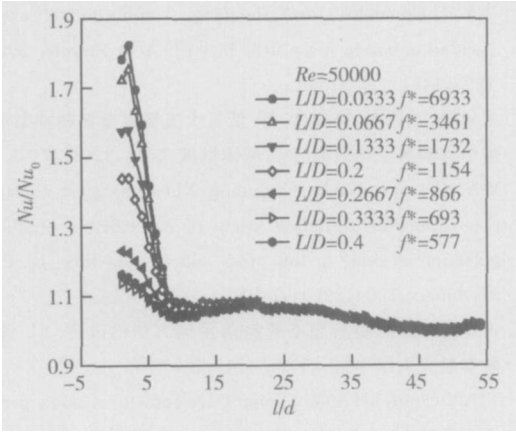


图 10 $Re=50\,000$ 时换热强化比特性图

Fig. 10 Characteristic of heat transfer intensity on $Re=50\,000$

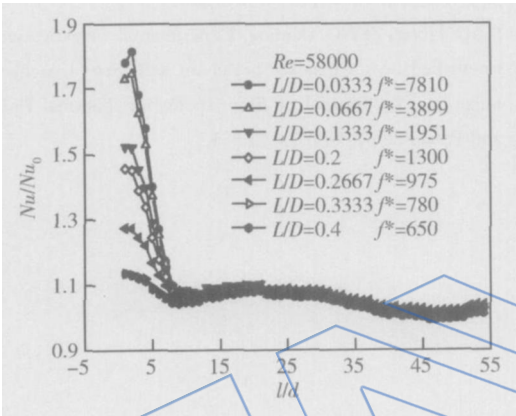


图 11 $Re=58\,000$ 时换热强化比特性图

Fig. 11 Characteristic of heat transfer intensity on $Re=58\,000$

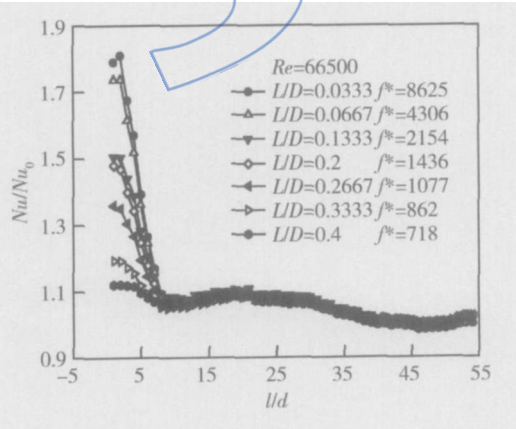


图 12 $Re=66\,500$ 时换热强化比特性图

Fig. 12 Characteristic of heat transfer intensity on $Re=66\,500$

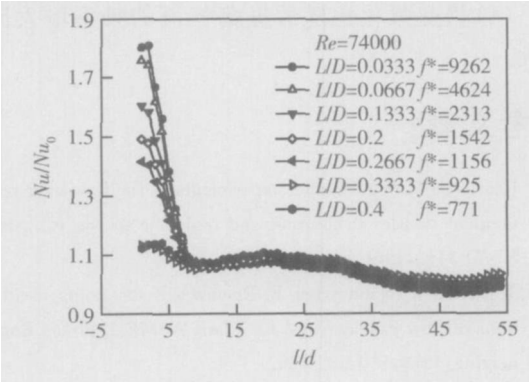


图 13 $Re=74\,000$ 时换热强化比特性图

Fig. 13 Characteristic of heat transfer intensity on $Re=74\,000$

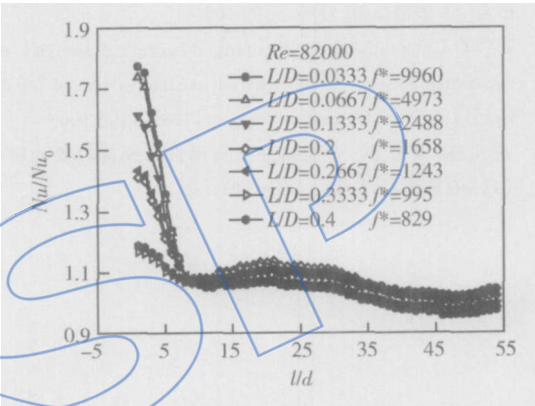


图 14 $Re=82\,000$ 时换热强化比特性图

Fig. 14 Characteristic of heat transfer intensity on $Re=82\,000$

半经验公式:

$$f_n = \frac{U_\infty}{L} \cdot \frac{n - 0.25(1 - 0.35 \times 10^{(0.8 - Ma_\infty)})}{Ma_\infty / (1 + 0.2Ma_\infty^2)^{\frac{1}{2}} + 1.75}$$

$(n = 1, 2, 3)$

计算而得的一阶振荡频率. 从每幅图中可以看出, 总体来看在相同 Re 数下, 随着气流振荡频率的增大换热圆管进口段换热强化比增强.

5 结 论

对于本实验所研究的气流流经 Helmholtz 振荡腔强化换热实验, 得出以下结论:

- (1) 在各个振荡腔长和流量下, 强化换热效果普遍存在. 强化换热段主要集中在圆管的前 10 倍直径的长度上, 沿圆管轴向方向随着距离增大, 换热强化比迅速减小.
- (2) 当 Re 数增大, 10 倍直径后的换热强化比沿圆管轴向呈波动分布.
- (3) 振荡腔的腔长对换热的影响较大, 总的来说腔长较小的情况下换热强化效果较好.

消失. 并且从这 9 幅图中可以观察到, 随着 Re 增大, 振荡腔所产生的振荡气流在圆管 10 倍直径后的换热强化效果沿圆管轴向有波动. 图中 f^* 是根据文献[7]中所提供的流动空腔振荡频率预测的

(4) 换热强化比随着振荡气流的频率增大而增大.

参考文献:

[1] Rossiter J E. Wind tunnel experiments of the flow over rectangular cavities at subsonic and transonic speeds[R]. ARC R&M 3458, 1964.

[2] Rockwell D, Naudascher E. Review self sustaining oscillations of flow past cavities[J]. Trans ASME J. Fluids Engineering, 1978, 100: 152-165.

[3] Heller H H, Bliss D B. Aerodynamically induced pressure oscillations in cavities: physical mechanisms and suppression concepts[R]. AFFDL 2TR2742133, 1975.

[4] 唐川林, 廖振方. 自振荡脉冲射流装置的理论分析和实验研究[J]. 煤炭学报, 1989, 1: 90-100.

TANG Chuanlin, LIAO Zhenfang. Theoretical analysis and experimental study a self excited oscillation pulsed jet device[J]. Journal China Coal Society, 1989, 1: 90-100.

[5] 唐川林, 廖振方. 石油钻井钻头用自振荡喷嘴的研究[J]. 石油学报, 1993, 14(1): 124-130.

TANG Chuanlin, LIAO Zhenfang. A study on self excited oscillation nozzle for a drill bit[J]. Acta Petrolei Sinica, 1993, 14(1): 124-130.

[6] 王乐勤, 王循明, 徐如良, 等. 低压大流量自振荡冲射流喷嘴结构参数优化研究[J]. 流体机械, 2004, 32(3): 7-10.

WANG Leqin, WANG Xunming, XU Ruliang, et al. Structure parameter optimized study of self excited oscillation pulsation jet nozzle in low pressure and amount flux[J]. Fluid Machinery, 2004, 32(3): 7-10.

[7] 田春, 张强. 流动诱导空腔振荡预测方法的改进[J]. 南京航空航天大学学报, 2002, 34(4): 173-176.

TIAN Chun, ZHANG Qiang. Development of noise prediction method on fluid induced pressure oscillations in cavities[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2002, 32(4): 173-176.

[8] 高虹, 曾丹苓. 自振荡脉冲射流强化换热实验研究[J]. 热能动力工程, 2003, 18(7): 349-351.

GAO Hong, ZENG Danling. Experimental investigation of intensified heat exchange based on self excited oscillating pulse jets[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2003: 18(7): 349-351.