

文章编号: 1000-8608(2017)03-0233-08

射流附壁振荡器能效分析与提升

邹久朋, 刘学武*, 程蛟, 李俊龙

(大连理工大学 化工机械与安全学院, 辽宁 大连 116024)

摘要: 通过分析、数值模拟和实验考察, 揭示出射流附壁振荡器的能量损失大部分源于激励流的总压不足和持续性差。依靠主射流分流反馈激励的各种自激励方式皆无法达到较理想效果。提出并验证了从外调制引入与主射流同源的高总压气体作为激励流, 是大幅提升附壁振荡器能效的有效方法。数值模拟和实验结果表明, 新型外激励振荡器具有很高的能效指标, 膨胀比为 2 的情况下, 总压保持率 K 可达 85%, 尺寸参数和激励流量优化后可高达 90%, 远高于音波式自激励振荡器的 75% 和反馈式振荡器的 65% 的水平, 且其振荡频率易控。

关键词: 射流; 附壁振荡; 激励; 能效; 总压保持率

中图分类号: TK05

文献标识码: A

doi: 10.7511/dllgxb201703003

0 引言

射流技术已广泛应用于众多的领域, 其中振荡脉冲射流因其破碎、冲刷与混合能力比稳定射流大得多, 也大量用于切割^[1]、钻井^[2]、清洗吹扫^[3]、混合^[4-5]、曝气^[6]增氧等行业。气体射流的摆动振荡也已用于流量计量^[7]和分配到多条支路实现脉冲流动, 如静止式气波制冷机^[8]等。近年来, 其应用研究已扩展到以振荡或合成射流控制降低流动边界层的分离^[9]、提高机翼的升力^[10]等领域。

利用涡量扰动的放大机制, 通过自振腔可实现水射流的自激振荡^[11]。而对于气体射流, 则大都利用射流的康恩达(Coanda)效应, 通过将射流部分地分流反馈回流、再横向作用于上游射流的自激励方法, 可使附壁射流周期地切换附壁侧而形成摆动振荡^[8]。若将下游流道分隔成若干分支流道, 则在每条流道中都形成脉冲流动。

气体射流的流速一般远高于液体, 其动能动压占总压的比例较大, 因此其振荡过程的能量损失不可忽视。对于大多数后续工序需要使用振荡流能量的场合, 特别是像静止式气波制冷机那样的跨音速和超音速射流分配, 能量损失甚至高达

1/3, 以膨胀比 3 产生的振荡射流, 其携带做功能量只及膨胀比 2 的连续射流^[12-13]。因此, 尽管振荡脉冲射流具有比连续射流高得多的冲击扰动、扩散传质能力, 但其振荡损失严重和振荡频率较难控制的缺陷, 阻碍了振荡脉冲射流技术向更多领域的拓展应用。

1 附壁振荡过程的能量损失分析

图 1 是典型射流附壁振荡器的基本结构示意^[12,14], 其中 W 为主射流喷嘴出口宽, S 为位差, L 为直段长, b 为激励口宽, h 为激励口距, H 为分流劈距, θ 为劈张角。

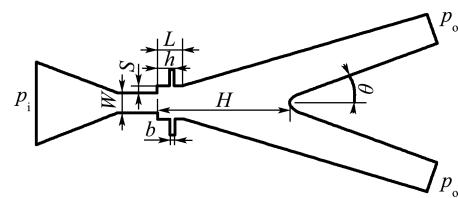


图 1 射流附壁振荡器的基本结构

Fig. 1 The basic structure of jet wall-attached oscillator

分析附壁振荡过程的能量损失, 主要有下列几种。

1.1 附壁切换过渡损失

射流通过不断地附壁切换实现摆动振荡。射流脱壁后，经过动态过渡过程才能切换到另一侧并附壁。此过程中射流要增大空间卷吸量和碰撞分流劈，并会产生一定时长的双支路即三通流动（见图 2），其分支出口流量模拟曲线见图 3，这些会大大增加其流动损失。减小该损失的措施是使射流尽快地完成附壁切换，这就要求激励流有足够的压力和动量，尽快消除该侧旋涡低压区，并强力推动射流向另一侧偏转。但对于目前所有的如反馈式、音波式和共鸣腔式自激励方法，都难以实现快速切换。数值模拟表明，过渡过程相对于振荡周期较长，使分支出口的时均总压降低。

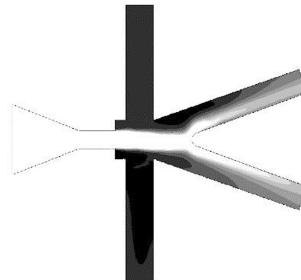


图 2 附壁切换的过渡阶段

Fig. 2 Transitory stage of wall-attached switching

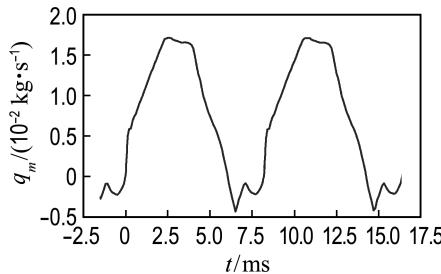


图 3 分支出口质量流量时变曲线

Fig. 3 Time-varying curve of mass flow rate of the branch outlets

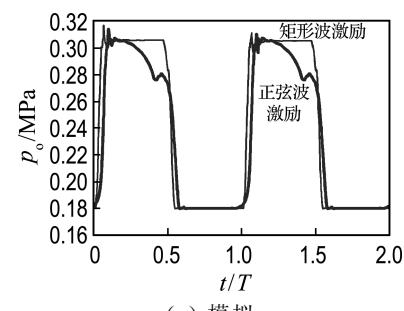
分别取激励流时变压力波形为接近矩形和半正弦形，按空气介质，对分支出口总压波形的 CFD 数值模拟如图 4(a)所示，后者的出口总压波形上升减慢且中途就开始跌落，其能效指标总压保持率 K 降低超过 4%。实验将激励流的压力抬升放缓，测得分支出口总压波形变劣如图 4(b)所示。

本文定义的能效指标总压保持率 K ，为分支出口半周期时均总压与振荡器入口总压的比值，

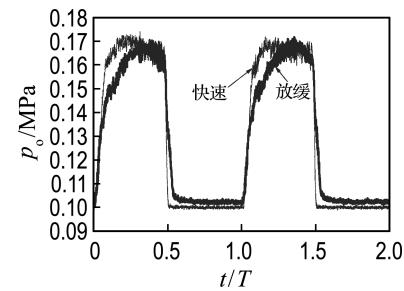
其半周期时均总压按下式计算：

$$\bar{p}_o = \int_0^{T/2} \sum_k \rho_k v_k A_k p_{ik} dt / \int_0^{T/2} \sum_k \rho_k v_k A_k dt \quad (1)$$

式中： ρ_k 为分支出口截面第 k 个网格处气体的密度， v_k 为该地气速， A_k 为网格出口截面积， t 为时间， T 为周期， p_{ik} 为该网格外边界节点总压。由于总压内包括动能，与通流质量关联，须对质量加权积分。



(a) 模拟



(b) 实验

图 4 分支出口总压波形随激励流波形的变化

Fig. 4 Total pressure waveform of branch outlets corresponding to that of excitation stream

要减小过渡损失，首先要提高激励的突发性强度，但依靠射流分流反馈的自激励法极难改善。其次还要适当缩小位差 S ，以能尽快升高该旋涡区压力，加速射流的脱壁切换。还有如降低振荡频率、改进激励流调制切换特性等。

1.2 附壁旋涡和边界层分离损失

射流流过相对较宽的两侧壁面内空间时，形位或扰动的偏差使其对两侧流体的卷吸程度不一致，造成偏转压差且随射流的偏转而加强，最终使射流附壁于一侧，这就是著名的康恩达(Coanda)效应。为实现宏观稳定的摆动振荡，须使射流在切换方向之前保持向一侧附壁的流动，故要求振荡腔的宽度大于射流宽度。振荡腔每一侧宽出的部分 S 称为位差，弯曲的射流强力卷吸该区域流

体,造成强烈的旋涡低压区,使附壁得以保持。卷吸旋涡要消耗射流的很多动能,使从分支出口流出的脉冲射流的总压 p_0 大幅下降。

由于旋涡区的存在,射流不可能紧贴流道壁流动,且由于卷吸扩散,射流外层的流速不断衰减。因此,要求分支流道宽度明显增加,射流才不致因拥塞而流向另一分支流道。但这也使分支流道中沿截面存在很大的速度梯度,导致层间剪切力和横向脉动增大,射流动能进一步衰减。

为考察附壁旋涡和边界层损失的量值,采用CFD数值模拟考察了自由附壁及从非附壁侧激励口通入与射流同压力、为射流流量10%的小股流体压迫附壁两种情况下,出口总压 p_0 的变化。结果表明,后者能使 p_0 提升10%以上。图5(a)和(b)分别是在两种情况下,振荡腔内总压模拟云图的对比。可以看出,后者的附壁侧旋涡区和附壁侧边界层厚度大大减小,因此出口总压 p_0 上升。

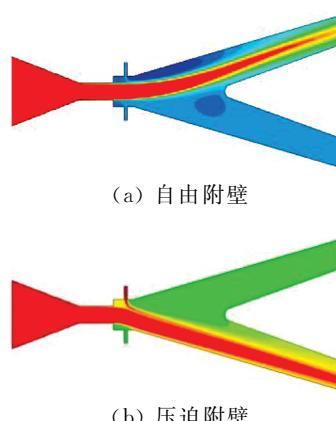


图5 附壁总压云图

Fig. 5 Wall-attached total pressure contours

1.3 端流和激波损失

随进出口压差或膨胀比的增加,振荡器内流速显著升高甚至达到超音速。由于激励和振荡,其流动的湍流强度和与边界层的耦合要比稳定管流大得多,甚至会出现宏观振颤波动,消耗射流的动能。当流道内超过临界膨胀比(空气为1.894),流动速度会升至超音速,此时遇流道的缩弯和出口背压的升高,都会产生一定强度的斜激波或正激波,气流动能不能等熵转换成压力能,会使能效严重下降。

湍流和激波损失,导致附壁切换振荡器的效率即总压保持率 K 随膨胀比 ϵ 的增加而迅速下

跌,其模拟结果如图6所示。因此,尽量缩小射流振荡器的膨胀比,可提高其能效指标。

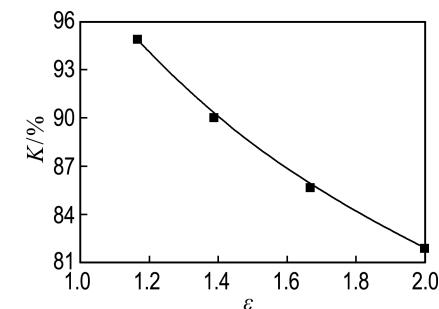


图6 总压保持率 K 随膨胀比 ϵ 的变化

Fig. 6 Retention ratio of total pressure K change along with the expansion ratio ϵ

1.4 射流挟带激励流的损失

为获得大的偏转推力和动量,激励流进入振荡腔的速度矢量方向与主射流基本垂直。当激励流的总压全时或瞬间低于主射流,就会如同气体喷(引)射器那样,无纵向速度的激励流向下游的加速流动,全靠主射流的裹挟挟带,通过动量交换达到一致的纵向流速。此过程主射流的动能损失与交换前后流速的平方差成正比,这是一个大的量值,激励流总压越低,主射流动能损失越大。

遗憾的是,通常的由主射流分流一部分,经过反馈流道返回振荡腔,再激励主射流偏转切换附壁的各种自激励式附壁振荡器,其反馈回流的总压会明显降低,如图7所示。如此导致主射流挟带这些激励流向下游流动,产生大的能量损失。更由于自激励流在主射流附壁后不会持续供给,导致主射流随后抽吸已脱壁侧的低压气,承受抽吸回拽力,会出现临界脱壁的不稳定流动,诱使上述的各项损失也增大。

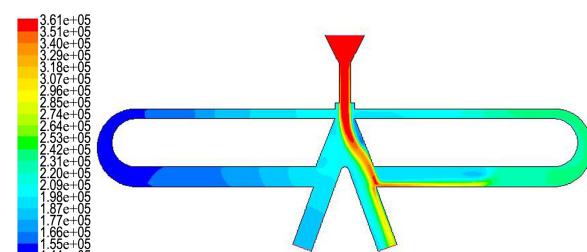


图7 分流反馈式自激励流总压降低模拟云图

Fig. 7 Dropped total pressure contours of shunt feedback self-excited streams

2 提升附壁振荡器能效的创新方法与效果

从上述分析可看出,附壁切换过渡时间过长,后续无持续激励压迫的自由附壁旋涡和边界层分离,特别是主射流挟带加速总压下降的反馈激励流的动能损失,即 4 种损失的其中三者,都是因主射流分流自激励得不到理想的激励流时变模态和高总压所致。因此,欲提升附壁振荡器的能效,改变激励方式和激励流特性是关键。基于此,本文提出引入与主射流同源、同压力的气体作为激励流来激励振荡,为与主射流分流自激励区分,称其为外激励,相应的附壁振荡器称为外激励振荡器^[14]。

2.1 新型外激励振荡器机理

外激励附壁振荡器基本结构与自激励的相似,只是由于激励流总压的提高和持久,其所需流量小,激励口宽 b 比自激励的小很多。还由于外激励流能够持续提供以压迫后续主射流偏转,因此对原承担吸拽后续主射流偏转的低压旋涡区即位差 S 宽度的要求也减小,可将旋涡区缩小,进一步减小涡流损失。

高压外激励流对主射流的持续压迫,能使主射流在振荡的半周期内持续充分地附壁,因而大大降低了分支流道外侧的边界层分离;同时,高总压外激励流通过自膨胀产生纵向流速,贴附于主射流的内侧高速进入分支流道,也使分支流道内侧的边界层分离程度大为降低。

然而,提升振荡能效的最主要原因,是外激励流的自膨胀机制。由于具有高总压与静压(见图 8),外激励流进入振荡腔后,在其流场纵向压差梯度的作用下,能够自膨胀加速产生与主射流相当的纵向流速,而不需要主射流的挟带提速,基本不会消耗主射流动能。图 9 是外激励流流动的模拟速度矢量云图,可看出其在接近主射流之前,就已经具有相当大的纵向流速了。

2.2 振荡器能效的数值模拟和实验验证

(1) 数值求解方法

主射流宽度越窄,越易激励附壁。振荡器流道深度一般远大于宽度,上下边界影响很小。分别用二维和三维 CFD 模拟,相差均在 2% 以内。采用二维模拟,可节省大量用时。

采用求解时均 Navier-Stokes 方程的

Reynolds 平均法,选用两方程 Realizable $k-\epsilon$ 湍动黏模型,以有限体积法对控制方程离散。扩散项采用计算效率高、二阶精度的中心差分格式,对流项采用迎风格式中的 Roe 通量差分分裂格式进行离散^[15]。以二阶隐式时间步迭代。

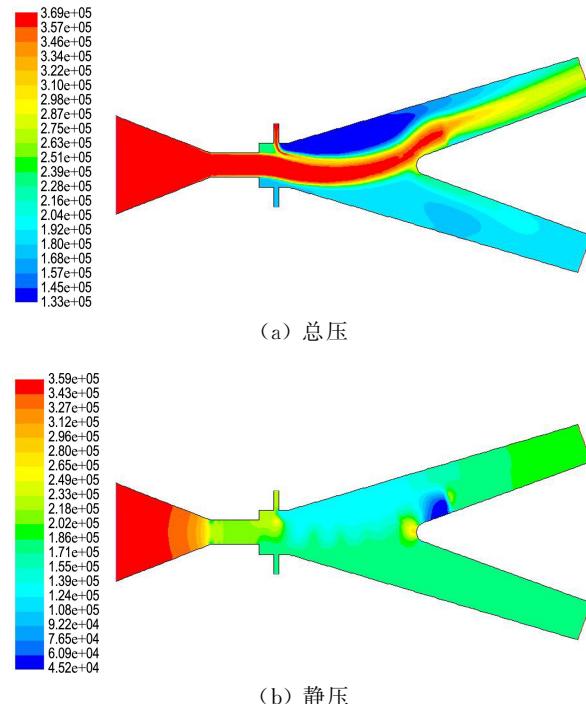


图 8 外激励流入口流场的总压和静压模拟云图
Fig. 8 Total pressure and static pressure contours close to the external excitation stream inlets

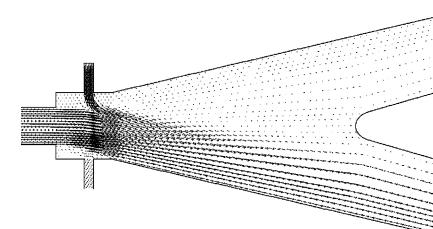


图 9 外激励流流动的速度矢量云图
Fig. 9 Flowing velocity vector contours of the external excitation stream

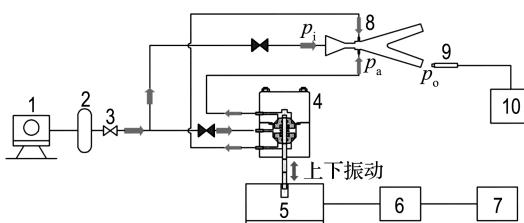
以上述方法分别对自激励和外激励振荡器选取大量的几何参数组合,以可振和高能效为目标进行优化,再以各自优化的能效指标进行对比。

(2) 实验流程与测量

外激励振荡器实验流程如图 10 所示,介质为空气。流道深 9 mm,喷嘴出口宽 $W=2.5$ mm,位差 $S=1$ mm,激励口宽 $b=1$ mm 可贴薄片调小,分流劈距 $H=16$ mm,劈张角 $\theta=20^\circ$,直段长 $L=$

3 mm, 激励口距 $h=1.75$ mm.

两种优化自激励振荡器, $S=1.5$ mm(音波式)和 2 mm(反馈式), 分流劈距 $H=11$ mm(音波式)和 15 mm(反馈式), 直段长 $L=5.5$ mm(音波式)和 3 mm(反馈式), 激励口宽 $b=4$ mm(音波式)和 3 mm(反馈式). 下游反馈口宽 $b_2=4$ mm(反馈式). 由于自激励, 实验省去激励流发生装置 4~7, 其余相同.

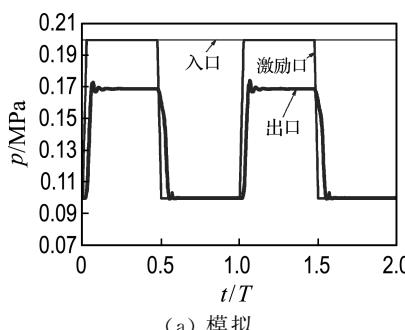


1 压缩机; 2 贮气罐; 3 控制阀; 4 外激励流向调制阀; 5 激振器; 6 功率放大器; 7 信号发生器; 8 外激励射流振荡器; 9 压力变送器(共 3 只); 10 计算机

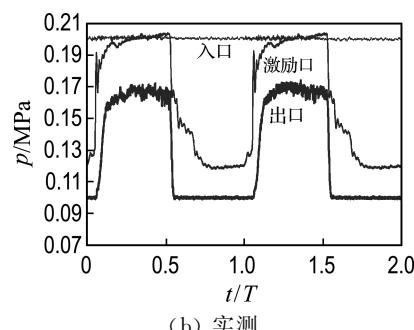
图 10 外激励振荡器实验流程

Fig. 10 Experiment flow of external excitation oscillator

3 只压力变送器分别测量振荡器入口压力 p_i 、激励流入口压力 p_a 和振荡器分支出口压力



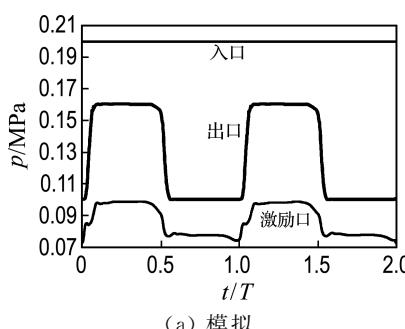
(a) 模拟



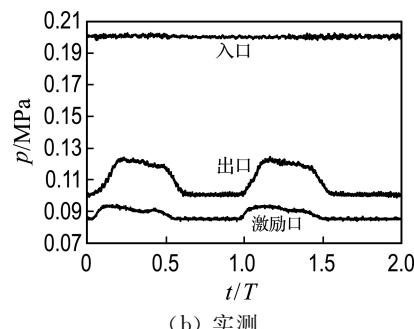
(b) 实测

图 11 外激励振荡器的压力波形

Fig. 11 Pressure waveforms of external excitation oscillator



(a) 模拟



(b) 实测

图 12 音波式振荡器的压力波形

Fig. 12 Pressure waveforms of sound wave type oscillator

p_o . 用四路同步 800 kHz 采样频率的高速 PIC 总线 A/D 转换卡和计算机进行数据采集.

由于分支流道跨音速脉冲流动动压很难等熵转换成总压, 流道内添加取压孔会产生激波损失, 且使振荡特性变坏, 因此采用在出口外 10 mm 处测量出口脉冲射流静压和冲力对 p_o 进行测量. 将测量位置固定, 可较准确测量 p_o 相对变化的增量.

(3) 结果与对比

模拟得外激励振荡器一侧激励口和另一侧分支出口的总压(绝压)时变曲线如图 11(a)所示, 自激励音波式和反馈式振荡器分别如图 12(a)和图 13(a)所示, 而三者实验测得的各口总压(绝压)时变曲线则分别如图 11(b)、图 12(b)和图 13(b)所示(出口开放大气, 静压为大气压). 可以看出, 外激励式的出口总压峰值明显增高且持续, 膨胀比高达 2, 计算其分支出口振荡脉冲射流的总压保持率 K 仍达 85%, 实验值约 83.2%. 将几何尺寸最优化并增大激励流量到最佳值, 其总压保持率 K 最高可升至 90%. 而以相同算法模拟和在相同条件下进行模型实验测量, 自激励音波式的模拟 K 值降低约 10%, 实验值更低至 60.4%;

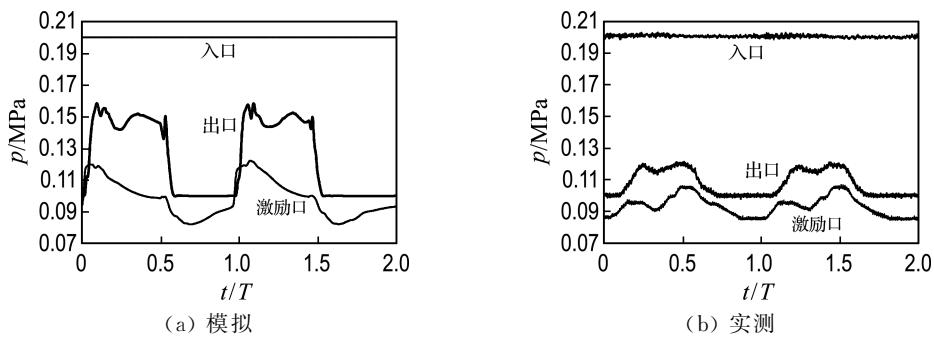
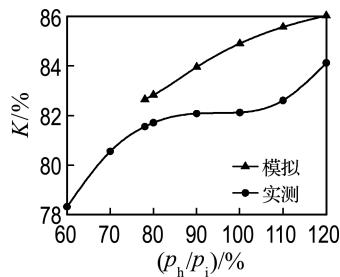


图 13 反馈式振荡器的压力波形

Fig. 13 Pressure waveforms of feedback oscillator

而反馈式(图 7 所示)的 K 值一般仅能达到 65% 左右, 实验值仅 58.5%。无论是 CFD 数值模拟还是实验测得结果, 外激励振荡器出口的总压时变曲线都较为陡峭, 表明其双支路流动的过渡时间少, 损失小。

为考察证明外激励流总压升高对于提高能效的作用, 还单独将激励流压力的峰值 p_h 从进气压力 p_i 的 60% 调高到 120%, 进行数值模拟和实验, 其总压保持率 K 的变化如图 14 所示, K 随激励流总压的提高而一直上升。实验因测得分支出口的振荡脉冲流压力会低于其滞止压, 故用测量压力算得的 K 值略低。

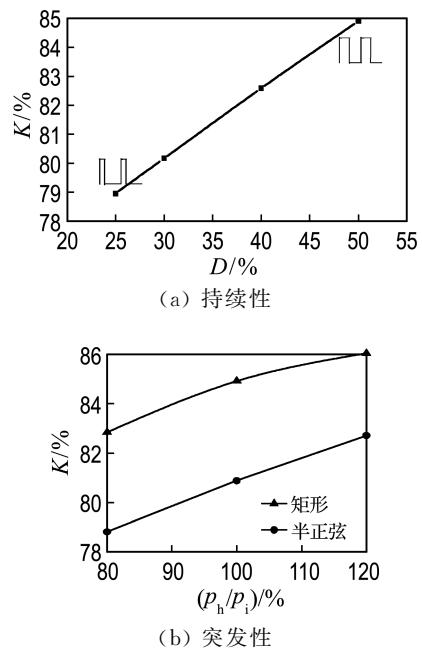
图 14 总压保持率 K 与激励流峰压 p_h 的关系Fig. 14 The relationship between retention ratio of total pressure K and the excitation stream peak pressure p_h

而为考察外激励流持续性和突发性对提高能效的作用, 将激励流压力峰值占空比 D 从 50% (半个周期)逐渐提前到一半($D=25\%$)就关断, 模拟计算对总压保持率 K 的影响如图 15(a)所示, 其总压保持率降低 6% 左右。可见, 缺乏持续激励压迫而勉强维持自由附壁, 射流的旋涡、边界层损失较大。

图 15(b)是将激励流时变曲线由矩形波变为

半正弦波(突发性和持续性较差)的模拟结果, 其总压保持率降低约 4%。

最后, 为考察激励流增强压迫主射流贴外壁和补充分支通道内侧流量, 对减小边界层分离损失的作用, 将激励口宽 b 逐步增大, 使激励流流量与主射流流量的比值 Q_e/Q_j 增加, 数值模拟和实验测得的总压保持率 K 的变化如图 16 所示(用测量压力算得的 K 值略低, 原因同上)。

图 15 总压保持率 K 与激励流持续性和突发性的关系Fig. 15 The relationship between retention ratio of total pressure K and excitation stream continuity and abruptness

可以看出, 随激励流流量 Q_e 的增加, K 还能上升 3%~5%, 在 Q_e/Q_j 等于 0.3 左右达最大值。

激励再强,会将一部分主射流从对侧激励口推出,返回流动造成损失,故 K 值缓降。由于出口振荡射流流量是同源主射流和激励流的叠加,故不存在激励流流量的损失问题。

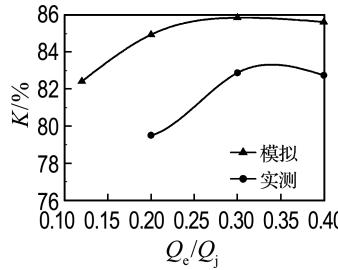


图 16 总压保持率 K 与激励流流量的关系

Fig. 16 The relationship between retention ratio of total pressure K and flow rate of the excitation stream

外激励流可由往复运动的阀芯或旋转运动的错流导流机构调制而成,或是自切换控制。以小流量控制大流量,调制机构不会受振荡器振动或高低温环境的影响。

3 结语

射流附壁振荡器的能量损失大部分源于激励流的总压不足和持续性差,依靠主射流分流反馈激励的各种自激励方式皆无法使激励流达到较理想效果。从外引入与主射流同源的高总压气体,调制成两股反相的持续半周期的脉冲作为激励流,是大幅提升附壁振荡器能效的有效方法。数值模拟和实验结果表明,新型外激励振荡器能降低切换过渡损失、边界层分离损失,以及主射流挟带激励流的损失。膨胀比 2 的情况下,总压保持率 K 可达 85%,尺寸参数和激励流量优化后的最高值可达 90%,远高于音波式自激励的 75%,以及反馈式自激励的 65% 的水平,且振荡频率可由控制激励流切换频率任意控制。

参考文献:

- [1] CHEN F L, SIORES E, PATEL K. Improving the cut surface qualities using different controlled nozzle oscillation techniques [J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2002, **42**(6):717-722.
- [2] 唐川林,廖振方. 石油钻井钻头用自激振荡喷嘴的研究 [J]. 石油学报, 1993, **14**(1):124-130.
- [3] TANG Chuanlin, LIAO Zhenfang. A study on self-excited oscillation nozzle for a drill bit [J]. *Acta Petrolei Sinica*, 1993, **14**(1):124-130. (in Chinese)
- [4] 杨家林,周利坤,冯彦辉. 自激振荡脉冲清洗射流研究及应用现状 [J]. 清洗世界, 2013, **29**(1):29-32. YANG Jialin, ZHOU Likun, FENG Yanhui. Research and application situation of the self-excited oscillation cleaning jet [J]. *Cleaning World*, 2013, **29**(1):29-32. (in Chinese)
- [5] Jr. HILL W G, GREENE P R. Increased turbulent jet mixing rates obtained by self-excited acoustic oscillations [J]. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 1977, **99**(3):520-525.
- [6] BAMBERGER J A, MEYER P A. Investigation using oscillating jets for fluid mixing [C] // **2008 Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2008**. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2008:259-267.
- [7] 康勇烽,廖振方,陈德淑,等. 自激振荡脉冲射流曝气器的实验 [J]. 重庆大学学报(自然科学版), 2006, **29**(8):74-76,101. KANG Yongfeng, LIAO Zhenfang, CHEN Deshu, et al. Mechanism of self-excited oscillation pulsed jet aerator [J]. *Journal of Chongqing University (Natural Science Edition)*, 2006, **29**(8):74-76,101. (in Chinese)
- [8] 白亚磊,明晓. 射流质量流量计的研究 [J]. 仪器仪表学报, 2008, **29**(S1):125-128. BAI Yalei, MING Xiao. Numerical simulation research of the fluidic mass flowmeter [J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2008, **29**(S1):125-128. (in Chinese)
- [9] 陈圣涛. 静止式气波制冷机振荡与制冷特性的研究 [D]. 大连:大连理工大学, 2008. CHEN Shengtao. Study of the oscillation and refrigeration in a static gas wave refrigerator [D]. Dalian:Dalian University of Technology, 2008. (in Chinese)
- [10] CERRETELLI C, KIRTLEY K. Boundary layer separation control with fluidic oscillators [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2009, **131**(4):1-9.
- [11] 程永卓,李宇红,霍福鹏,等. 振荡射流控制翼型流

- 动分离的数值模拟[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2002, 42(12):1644-1646,1666.
- CHENG Yongzhuo, LI Yuhong, HUO Fupeng, *et al.* Numerical simulation of oscillating excitation separation flow control over airfoils [J]. **Journal of Tsinghua University(Science and Technology)**, 2002, 42(12):1644-1646,1666. (in Chinese)
- [11] LIAO Zhenfang, LI Jun, CHEN Deshu, *et al.* Theory and experimental study of the self-excited oscillation pulsed jet nozzle [J]. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, 2003, 16(4):379-383.
- [12] 王娟. 微射流外激励射流振荡器性能分析[D]. 大连: 大连理工大学, 2014.
- WANG Juan. Performance analysis of outside stimulating jet oscillator [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2014. (in Chinese)
- [13] CHENG Jiao, ZOU Jiupeng, XU Weihua, *et al.* Research of the characteristics and superiority of external stimulation oscillation jet [C] // **4th International Conference on Sustainable Energy and Environmental Engineering, ICSEEE 2015**. Amsterdam: Atlantis Press, 2016:611-614.
- [14] 邹久朋, 胡大鹏, 代玉强, 等. 推挽外激励式射流振荡发生器: 中国, 201410087495.6 [P]. 2014-06-18 [2016-02-24].
- ZOU Jiupeng, HU Dapeng, DAI Yuqiang, *et al.* Jet oscillation generator by push-pull typed external excitation method: CN, 201410087495.6 [P]. 2014-06-18 [2016-02-24].
- [15] DECONINCK H, ROE P L, STRUIJS R. A multidimensional generalization of Roe's flux difference splitter for the Euler equations [J]. **Computers & Fluids**, 1993, 22(2/3):215-222.

Analysis and improvement of energy efficiency of jet wall-attached oscillator

ZOU Jiupeng, LIU Xuewu*, CHENG Jiao, LI Junlong

(School of Chemical Machinery and Safety Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: By analysis, numerical simulation and experiment, it is proved that the energy loss of the jet wall-attached oscillator is mainly due to insufficient and inferior durative total pressure of the excitation stream. Satisfactory effect can not be achieved by various self-excitation ways relying on the feedback excitation of the shunt stream from principal jet. The effective method, which could greatly enhance the energy efficiency of the wall-attached oscillator, is put forward and validated. In this method, the high total pressure homologous gas with principal jet as excitation stream is modulated and imported from outside. Numerical simulation and experimental results show that the new external excitation oscillator has high energy efficiency index. Under the condition of expansion ratio of 2, the retention ratio of total pressure K could reach 85% and as high as 90% after the size parameters and excitation flow are optimized. They are much higher than those 75% by sonic wave type self-excitation oscillator, and 65% by feedback type oscillator. Besides, the oscillation frequency is easy to control.

Key words: jet; wall-attached oscillation; excitation; energy efficiency; retention ratio of total pressure