

研究论文

两种管外传热型式对振荡管性能的影响*

李学来 郭荣伟

(南京航空航天大学动力系, 南京 210016)

方曜奇

(大连理工大学化工学院, 大连 116012)

俞鸿儒

(中国科学院力学研究所, 北京 100080)

摘 要 对管外换热状况对振荡管性能的影响进行了实验研究及理论分析. 实验中采用自然对流及强制对流(轴向水冷却)两种典型的管外换热型式. 结果表明: 改善振荡管外的传热状况, 可使振荡管的冷效应显著增强, 在膨胀比 $= 2.0 \sim 6.0$ 的范围内可使制冷效率提高 $4.6\% \sim 5.4\%$, 同时可使最佳射流激励频率 f_{opt} 降低且膨胀比对 f_{opt} 值不再有明显影响. 对导致上述结果的内在机制进行了探讨.

关键词 传热 振荡流 直接膨胀制冷 激波

中图分类号 TQ 051.5

引 言

振荡管一端开口而另一端封闭. 工作时, 高速射流(称为驱动气)从其开口端间隔地充入和排出, 使管内原有气体(称为被驱动气)产生振荡, 形成一振荡气柱. 这种振荡流的显著特征是使被驱动气产生强烈的致热效应及使驱动气产生致冷效应. 基于这些效应而形成的气体膨胀制冷技术具有广阔的应用前景, 并已在石油、化工等领域中得到应用^[1,2], 如用于火炬管线或油田伴生气中轻烃的回收、化工厂尾气或废气中有效组分的回收、天然气脱水及为有关科学研究提供冷源等. 文献 [3] 首次阐述了管内非定常流动过程及致冷机理, 文献 [4] 探讨了管壁轴向导热对振荡管冷效应的影响. 本文首次探讨管外换热状况对振荡管性能的影响.

1 实验装置与方法

实验装置如图 1 所示. 从压缩机出来的压缩空气经高压储气瓶、调节阀、低压储气瓶进入喷管. 图 1 中, 在气体分配器的同一圆周上均布若干个射气孔. 工作时, 喷管和振荡管静止不动, 气体分配器在电机驱动下高速旋转. 当气体分配器上的某一射气孔经过喷管口时, 从喷管出来的高速射流便进

入振荡管; 一定时间后, 射气孔转离喷管口, 喷管与振荡管被气体分配器分隔开, 射气停止. 同时, 振荡管开口端与低压排气室相通, 振荡管开始排气. 当下一个射气孔经过喷管口时, 便开始一个新的充、排气循环.

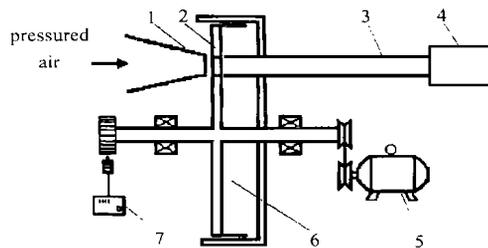


Fig. 1 Schematic of experimental set-up

- 1—nozzle; 2—gas distributor; 3—oscillatory tube;
4—shock wave absorber; 5—motor; 6—discharge room;
7—rotation speed gauge

实验中, 振荡管采用 14 mm 、长度为 4.2 m 的紫铜管. 膨胀比 $= 2.0 \sim 6.0$; 排气背压保持不变, 为 $p_b = 0.1\text{ MPa}$. 对自然对流及强制对流(轴向水冷却)这两种典型的管外换热状况进行对比性实验. 其中, 管外自然对流是指振荡管裸露在环境空气中, 环境空气的温度为 15.5°C , 而管外轴向水冷却是将振荡管置于一根 45 mm 、长 4.6 m 的套管内, 冷却水沿开口端至封闭端方向纵向流过振荡管的外表面, 冷却水流量为 $0.81\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. 振荡管内工作介质为空气.

实验测定上述两种不同的管外换热状况下振荡

1998-04-15 收到初稿, 1998-08-03 收到修改稿.

联系人及第一作者: 李学来, 男, 34 岁, 博士, 现在福州大学化工系(福州 350002).

* 国家自然科学基金(No. 59276249)及中国博士后科学基金资助项目.

管的进、排气压力和温度，壁温分布及射流激励频率。进、排气压力用精度为 0.4 级的压力表测量，其测量位置分别为低压储气瓶及图 1 中的排气腔内；进、排气温用 SW - 型数字测温仪测量，其测量位置分别与进、排气压力的测量位置相同；壁温分布用 8 对经标定的镍铬 - 考铜热电偶及数据采集系统进行多点同步测量，其测量位置从振荡管开口端至封闭端依次为 $x/L = 0.01, 0.20, 0.32, 0.44, 0.58, 0.73, 0.87, 1.0$ ；射流激励频率 f 通过测定气体分配器的转速 n ，然后由下式求出

$$f = nN/60 \quad (1)$$

n 用 SEMB - 12 型传感器及 XIP - 061 转速仪测量。测得有关参数后，振荡管的制冷效率 η_s 可由下式给出

$$\eta_s = (T_0 - T_2) / [T_0(1 - (1 - \eta_c)^{1/\epsilon})] \quad (2)$$

由于在结构及气流参数一定的情况下振荡管的 η_s 随 f 的变化而大幅波动，因此本文将振荡管的 η_s 最高时的 f 定义为最佳射流激励频率 f_{opt} 。测量壁温分布的目的之一是用于分析管外换热型式对管壁轴向导热的影响，本文用冷端管壁（本文指从开口端到第 1 个零壁温梯度出现的位置之间的管段）平均轴向导热 Q_c 这一指标来评价管壁轴向导热的强弱。 Q_c 由 Fourier 导热定律求出，其中冷端平均壁温梯度是根据所测壁温分布经数值微分得到。

2 结果与分析

2.1 实验结果

在最初的实验中，为考察管外换热状况这一单个因素对振荡管冷效应的影响，遵从通常的实验原则，即保证其他条件均相同，只改变管外换热状况这一个因素。实验的主要目的是期望通过强化管外的传热来提高振荡管的制冷效率。然而，实验结果（见图 2）却令人非常失望：强化管外传热后，振荡管的制冷效率不但没有提高，反而明显下降！如： $\epsilon = 4.0$ 时， η_s 下降 4.3%； $\epsilon = 5.0$ 时， η_s 下降 6.8%。进一步的实验发现了导致上述反常结果的原因，即管外换热状况对 f_{opt} 存在重大影响。图中，当管外为自然对流换热时，振荡管工作在 f_{opt} 工况下；而当管外为水冷却时，射流频率没有作相应于水冷却下的调整，使振荡管工作在非 f_{opt} 工况下。由于 η_s 受射流激励频率的影响很大，当 f 偏离 f_{opt} 时，管外为自然对流换热时 η_s 的下降幅度可高达 10% 以上^[2]，本实验中当管外为水冷却时降

幅也近 10%，因而出现了图 2 所示的与预期相反的结果。因此，对于振荡管而言，凡是对比性实验都应在 f_{opt} 工况下进行。

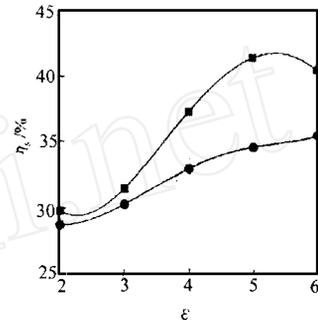


Fig. 2 Experimental result of η_s vs ϵ when the f of water cooled equals the f_{opt} of natural convection; \square natural convection; \circ water cooled

图 3 为采用两种不同的管外换热型式时振荡管均工作在各自的 f_{opt} 工况下的实验结果。图 3 表明，强化振荡管外的传热，可使其冷效应显著增强，在 $\epsilon = 2.0 \sim 6.0$ 范围内使制冷效率提高 4.6% ~ 5.4%。另外，从图中还可以看出，制冷效率提高的幅度随膨胀比的增大而增大。这是因为随着 ϵ 的增大，管内所形成的入射激波增强，管内加热速率增大，受激波加热的被驱动气的温度升高，因而强化管外传热的效果就更明显。

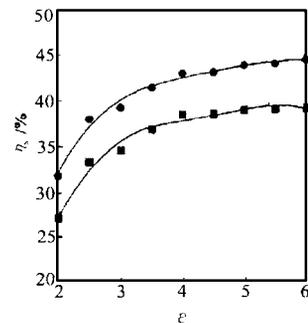


Fig. 3 Experimental result of η_s vs ϵ natural convection; \square water cooled

图 4 表明，强化管外的传热，可使 f_{opt} 明显降低，且降低的幅度随 ϵ 的增大而增大。另外， f_{opt} 几乎不随 ϵ 而变化。 f_{opt} 降低意味着气体分配器的转速降低，这对机器的可靠性及寿命均有利。

2.2 理论分析

振荡管壁温测量结果表明：强化管外传热，可

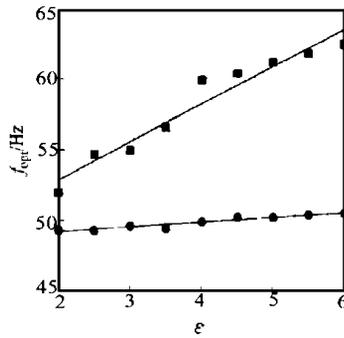


Fig. 4 Experimental result of f_{opt} vs natural convection; water cooled

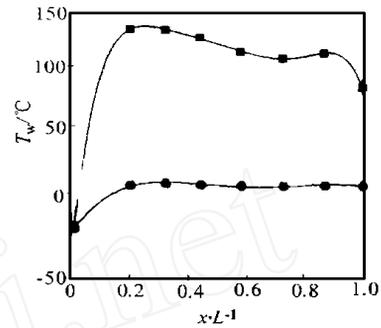


Fig. 5 Axial temperature distribution of the tubes wall ($\epsilon = 4.0$) natural convection; water cooled

使振荡管的壁温及冷端管壁的轴向壁温梯度均大幅降低 (见图 5)。根据文献 [4] 的研究结论, 这将使从管热端经管壁轴向导热传入冷端的热量减少, 从而使制冷效率提高。然而, 由表 1 知, 因强化管外传热而导致的排气冷量的增加量 (Q_g) 与管壁轴向导热量的减少量 (Q_c) 并不相等, Q_g 约为 Q_c 的 3 倍! 由此表明, 强化管外传热使振荡管冷效应增强, 除了管壁轴向导热作用减弱外, 还存在更为重要的内在机制。因此, 需进一步分析管壁传热对管内流动的影响。

Table 1 Q_g and Q_c vs

	Q_g/W	Q_c/W
2.0	9.1	3.0
4.0	30.2	11.9
6.0	65.6	17.3

振荡管内的实际流动非常复杂, 包括驱动气与被驱动气间的质量掺混、非定常流动与传热的耦合、开口端大量的黏性分离、复杂波系的相互作用等。为便于分析, 作如下基本简化: 管内流体为完全气体, 且比热容比不变; 充、排气切换瞬间完成; 充气前管内气体静止, 温度均匀; 气体经喷管作定常膨胀; 忽略气体的黏性和摩擦。在此基础上建立管内流动波图, 如图 6^[3]所示。根据激波关系、等熵关系及接触面条件, 可求出波图中

两排气区气流速度 u_4 、 u_6

$$u_4 = 2 a_1 [(M_s - 1/M_s) / (\gamma + 1) - C_2(1 - C_4) / (\gamma - 1)] \quad (3)$$

$$u_6 = (1 - C_3) u_4 - [2(M_s - 1/M_s) / (\gamma + 1) + C_2(1 + C_4) / C_3 a_1] \quad (4)$$

式中

$$C_1 = \{ (2 M_s^2 - \gamma + 1) [(\gamma - 1) M_s^2 + 2] \}^{1/2} / [(\gamma + 1) M_s]$$

$$C_2 = [\gamma - 2(\gamma - 1)(M_s - 1/M_s)^2 / (\gamma + 1)^2]^{1/2}$$

$$C_3 = 4 C_2 / [(\gamma - 1)(C_1 + C_2)]$$

$$C_4 = [(\gamma + 1) / (2 M_s^2 - \gamma + 1)]^{(\gamma - 1)/2}$$

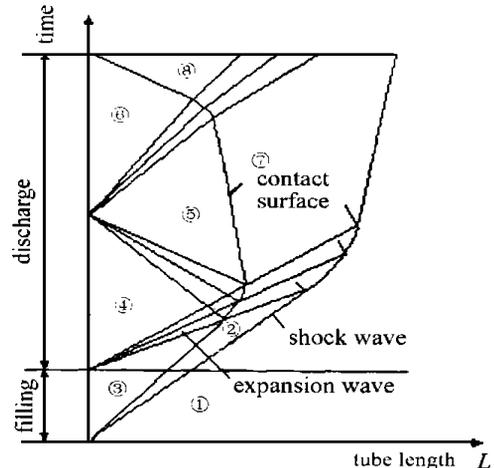


Fig. 6 Wave diagram of the flow in the tube

M_s 由下式给出^[3]

$$M_s = \{ 1 - 2(\gamma - 1)(M_s - 1/M_s)^2 / [(\gamma + 1)^2] \}^{(1-\gamma)/2} (2 M_s^2 - \gamma + 1) / [(\gamma + 1)] \quad (5)$$

当 T_0 一定时, M_s 是表征管壁散热状况的一个特征量^[3]: 管壁散热越好, 则 M_s 值越高; 反之, 则 M_s 值越低。振荡管的平均排气速度 \bar{u} 为

$$\bar{u} = (m_4 u_4 + m_6 u_6) / (m_4 + m_6) \quad (6)$$

振荡管的理想制冷效率为^[3]

$$= 1 - (\gamma - 1)(\bar{u}/a_0)^2 / [2(1 - (\gamma - 1)/\gamma)] \quad (7)$$

图 7 为振荡管平均排气速度 \bar{u} 随 M_s 变化的数值计算结果。由图可知, \bar{u} 随 M_s 增大而减小。越

大意味着管外换热状况越好；而由式 (7) 知， \bar{u} 减小将使 \bar{u} 增大。因此，强化管外传热导致振荡管排气速度降低是冷效应增强的内在原因。

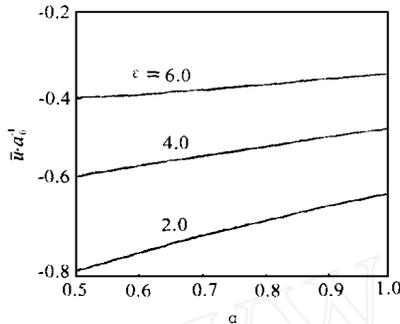


Fig. 7 Calculating result of the discharge gas velocity v_s vs α

另外，由文献 [5] 可知

$$f_{opt} = W/2L \quad (8)$$

其中 W 由下式给出

$$W = M_s a_1 \quad (9)$$

式中 a_1 由下式确定

$$a_1 = \sqrt{RT_1} \quad (10)$$

强化管外的传热，将使管内气体温度 T_1 大幅降低，由式 (10) 知， a_1 将减小。虽然 T_1 降低会使 M_s 略微增大 [根据式 (5) 的计算结果]，但由于 a_1 的降幅远大于 M_s 的增幅，导致 W 减小 [由式 (9) 知]。再由式 (8) 可知， f_{opt} 将减小。

值得指出的是，上述用来描述振荡管内部流动及其特性的有关关系式是基于大量简化而得到的，与实际存在一定误差，如相同工况下制冷效率、 M_s 的计算值总比实验值偏大，但在变化趋势上是一致的，因而只能用于定性分析。

3 结 论

(1) 强化振荡管外的传热可显著增强其冷效应。其内在机制归结为：强化管外传热使振荡管排气速度降低，管壁轴向导热减弱。

(2) 强化振荡管外的传热使 f_{opt} 明显降低，且可使 f_{opt} 在 $\epsilon = 2.0 \sim 6.0$ 范围内受 ϵ 的影响很小。

改善管外换热状况的同时，射流激励频率应作相应的调整，否则，振荡管的冷效应不但不会增强，反而会被严重削弱。

(3) 有关振荡管性能方面的对比性实验都应在最佳射流激励频率工况下进行。

符 号 说 明

a_0, a_1 —— 来流滞止音速、管内区气体音速， $m \cdot s^{-1}$

f —— 射流激励频率，Hz

f_{opt} —— 最佳射流激励频率，Hz

L —— 管长，m

M_s —— 入射激波 Mach 数

m_4, m_6 —— 、区排气质量流量， $kg \cdot s^{-1}$

N —— 射气孔个数

n —— 气体分配器转数， $r \cdot min^{-1}$

Q_c —— 冷端管壁平均轴向导热，W

Q_c —— 管壁轴向导热的减少量，W

Q_g —— 排气冷量的增加量，W

R —— 气体常数， $J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}$

T_w —— 壁温，

T_0, T_1, T_2 —— 进气、管内区气体、排气温度，

u_4, u_6 —— 、区排气速度， $m \cdot s^{-1}$

\bar{u} —— 平均排气速度， $m \cdot s^{-1}$

W —— 激波传播速度， $m \cdot s^{-1}$

x —— 管壁上某点离开口端的距离，m

—— 进气温度与管内气体温度之比

—— 排气背压与管内气体压力之比

—— 比热容比

—— 膨胀比 (即 p_0/p_b)

η_s —— 理想、实际制冷效率，%

References

- 1 Rennaz M C. World Oil, 1971 (11): 60—61
- 2 Li Xuelai (李学来). Refrigeration (制冷), 1997 (3): 6—12
- 3 Yu Hongru (俞鸿儒). Journal of Dalian University of Technology (大连工学院学报), 1984, 23 (4): 1—7
- 4 Li Xuelai (李学来), Fang Yaoqi (方曜奇). Journal of Dalian University of Technology (大连理工大学学报), 1996, 36 (1): 37—40
- 5 Li X L, Guo R W. In: Chen G B, Steiml F W. Cryogenics and Refrigeration—Proceedings of ICCR 98. Beijing: International Academic Publishers, 1998. 534—537

INFLUENCE OF HEAT TRANSFER CONDITIONS ON PERFORMANCE OF OSCILLATORY TUBE *

Li Xuelai ** and Guo Rongwei

(Department of Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

Fang Yaoqi

(School of Chemical Engineering, Dalian University
of Technology, Dalian 116012)

Yu Hongru

(Institute of Mechanics, China Academy
of Sciences, Beijing 100080)

Abstract The oscillatory tube represents a simple arrangement for gas cooling by its decompression, and has many applications in chemical processes and energy transformation. The mechanism of the cooling effect of oscillatory tube is the conversion of the pressure energy of gas to heat through the movement of pressure waves, which are moving shock wave and unsteady expansion wave. The radial heat transfer through the tube wall will influence the performance of the oscillatory tube significantly. In the present paper, the effects of heat transfer conditions outside of an oscillatory tube on the performance of the tube are investigated experimentally. In the experiments, two kinds of typical heat transfer conditions, natural convection and forced convection (axially water-cooled), are studied. The oscillatory tube is a red copper tube, 14 mm in diameter and 4.2 m in length. The pressure ratio is in the range of 2.0—6.0. The ambient temperature is 15 °C. The inlet temperature of the cooling water is 17.7 °C at a flow rate of 0.81 kg·s⁻¹. The experimental results show that the refrigerating efficiency of the tube is increased by 4.6%—5.4% when the heat transfer condition outside the tube wall is improved by axial water cooling. Also, the optimum pulsing frequency (f_{opt}) of the driving jet flow is reduced significantly and the value of f_{opt} is no longer affected greatly by the pressure ratio when the heat transfer outside of the tube is intensified. The theoretical analyses of the experimental results are also presented.

Key words heat transfer, oscillatory flow, direct expansion refrigeration, shock wave

* Supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 59276249).

** To whom correspondence should be addressed.