

文章编号:0253 - 4339(2014) 04 - 0093 - 06

doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2014. 04. 093

气体分配器结构对压力波制冷机内流动及性能的影响

郑闽锋 刘曦 黄成 林跃东 雷晓健 李学来

(福州大学化学化工学院 福州 350002)

摘要 采用理论分析和实验研究相结合的方法,探讨了喷管型式、相对充气时间等气体分配器结构因素对压力波制冷机内流动及性能的影响。结果表明,膨胀比 ε 在 2.0 ~ 12.0 的范围内,采用收缩型喷管形成的入射激波最强,缩放型喷管次之,匀直喷管最弱,因而采用收缩型喷管时的冷效应最强;最大制冷效率 η_{\max} 随相对充气时间 τ 的增加先增大后减小,在 $\varepsilon = 4$ 、振荡管管径比 $L/d = 400$ 、气体分配器喷射孔的相对深度为 0.55 的情况下,制冷机最佳相对充气时间约为 0.06;相对充气时间 $\tau < 0.075$ 时,振荡管的最佳激励频率 f_{opt} 为制冷效率曲线第二波峰的频率, $\tau > 0.075$ 时则为制冷效率曲线第三波峰的频率。

关键词 压力波制冷机;实验验证;气体分配器;喷管;制冷效率

中图分类号:TQ051.1;TK05

文献标识码:A

The Structure of Gas Distribution on the Flow in and the Performance of Pressure Wave Refrigerator

Zheng Minfeng Liu Xi Huang Cheng Lin Yuedong Lei Xiaojian Li Xuelai

(College of Chemistry and Chemical Engineering, Fuzhou University, Fuzhou, 350002, China)

Abstract The influence of some structural factors, i. e. the nozzle style, relative gas charge time on the flow in and the performance of pressure wave refrigerator are studied theoretically and experimentally in this paper. The results show that the strength of incident shock wave is the strongest when using the contraction nozzle, follows by using the laval nozzle, and is the weakest when using the uniform nozzle when the ratio of the expansion ε is from 2.0 to 12.0. Thus the cooling effect of pressure wave refrigerator is the strongest when using the contraction nozzle. The maximum refrigerating efficiency η_{\max} is increased first and then decreased when the relative gas charge time τ is increased. The optimum relative gas charge time τ is about 0.06 when the ratio of the expansion ε is 4, the ratio of length to diameter L/d is 400 and the relative depth of the jet hole in gas distribution is 0.55. When $\tau > 0.075$, the optimum pulsing frequency (f_{opt}) is on the second peak of the refrigerating efficiency, while f_{opt} is on the third peak of the refrigerating efficiency when $\tau > 0.075$.

Keywords pressure wave refrigerator; validation; gas distribution; nozzle; refrigerating efficiency

压力波制冷机是一种依靠压力波的运动进行能量传输与转换的新型气体膨胀制冷机,目前已在石油化工生产、空气冷却、科研冷源等场合得到应用^[1-9]。气体分配器是压力波制冷机的一个重要部件,其主要作用有两个:一是通过气体分配器中的喷管将压缩气体加速,形成高速射流;二是使压力波制冷机的振荡管实现周期性的充气 and 排气过程。国内外对气体分配器转速对压力波制冷机性能的影响进行了较多的研究^[10-13],但对气体分配器的结构对压力波制冷机性能的影响方面的研究很少。本文主要探讨气体分配器的喷管型式、相对充气时间(振荡管的相对充气时间指的是绝对充气时间与一个充排气周期之比)

等结构因素对振荡管内的流动及冷效应的影响。

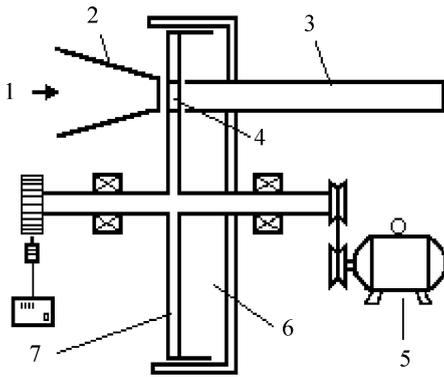
1 实验装置与方法

实验是在单管压力波制冷实验机(见图1)上进行的。

振荡管为一端开口而另一端封闭的匀直管,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

基金项目:国家基础科学人才培养基金(J1103303)资助项目。(The project was supported by the National Science Foundation for Fostering Talents in Basic Research (No. J1103303).)

收稿日期:2013年10月16日



1 高压气体 2 喷管 3 振荡管 4 喷射孔
5 电机 6 排气室 7 气体分配器

图1 实验装置示意图

Fig.1 Sketch of experimental equipment

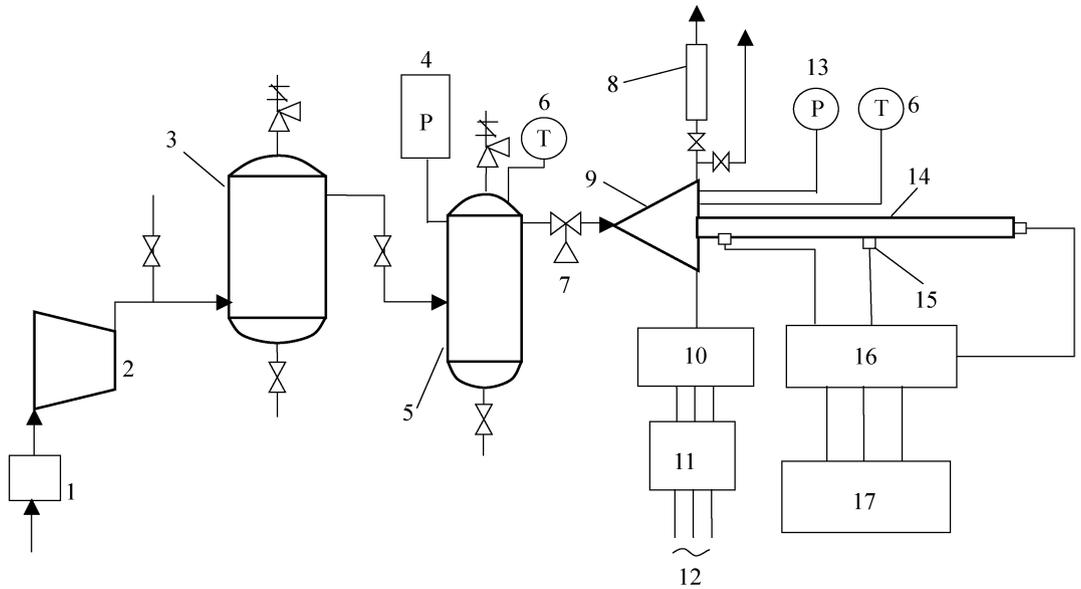
室相通,振荡管开始排气。当下一个射气孔经过喷管口时,便开始一个新的充、排气循环。

实验系统如图2所示。

为了验证喷管型式对振荡管内的流动的影响的理论分析,需要测量振荡管内入射激波马赫数随膨胀比的变化规律。实验中在振荡管一定间距位置上安装两个压力传感器,用数据采集系统测量出入射激波经过两个压力传感器的时间,从而得到激波速度和激波马赫数。

相对充气时间的改变是通过调整气体分配器射气孔个数和改变射气孔张角而实现的。在不同的相对充气时间下,测量进气总压力 p_0 与排气背压 p_b ; 进气滞止温度 T_0 和排气温度 T_2 ; 射流激励频率 f ; 振荡管轴向壁温分布; 环境温度等参数。其中, p_0 用 HM20-1-A1-F1-W1 型压力变送器、 p_b 用压力表 (0.4 级) 分别在喷管前的缓冲罐及排气室中测量; 温度用 SW-1 型数字温度计测量, 其中, T_0 、 T_2 的测量位置分别与 p_0 、 p_b 相同; f 是通过测定气体分配器的转速 n , 然后由下式求出。

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



1 空气过滤器 2 螺杆压缩机 3 高压储气罐 4 压力变送器 5 低压缓冲罐 6 测温仪 7 调压阀 8 流量计
9 实验机 10 驱动电机 11 变频器 12 电源 13 压力表 14 振荡管 15 压力传感器 16 信号放大器 17 数据采集器

图2 实验系统示意图

Fig.2 Sketch of experimental system

式中: N 为射气孔的个数。 n 用 TM2011 型光电测速仪测量。利用上述所测有关参数, 由以下两式可分别求出膨胀比 ε 及制冷效率 η :

$$\varepsilon = p_0/p_b \quad (2)$$

$$\eta = (T_0 - T_2)/T_0(1 - \varepsilon^{(1-\gamma)\gamma}) \quad (3)$$

式中: γ 为气体比热容比。

实验中, 振荡管采用 $\phi 12$ mm 的紫铜管。膨胀比 $\varepsilon = 2 \sim 6$, 射流激励频率 $f = 10 \sim 240$ Hz, 排气背压 $p_b = 0.1$ MPa。振荡管内工作介质为空气。

2 喷管型式的影响

2.1 振荡管内入射激波强度

在充气瞬间, 来自喷管的高速射流 (称为驱动气) 与振荡管内的原有气体 (称为被驱动气) 之间形成一个接触面。接触面两侧气流的压力、速度均不相等, 形成初始间断。接触面两侧既不满足速度相容性条件, 也不满足压力相容性条件, 初始间断将分解。为便于分析, 作如下基本简化假定: 1) 管内气体为一

元流动;2)管内为完全气体,且比热比不变;3)忽略气体的粘性和摩擦;4)充气前管内气体静止,温度均匀;5)气体经喷管作定常膨胀;6)充排气切换瞬时完成。

充气初期接触面临域的流动参数如图3所示。其中, p_1, u_1 为驱动气的压力和速度; p_2, u_2 为被驱动气的压力和速度; u_c, p_c 为接触面的速度和压力; u_{s1}, u_{s2} 为左、右激波速度; p'_1, u'_1, ρ'_1 和 p'_2, u'_2, ρ'_2 分别为接触面左、右两侧的压力、速度及密度。

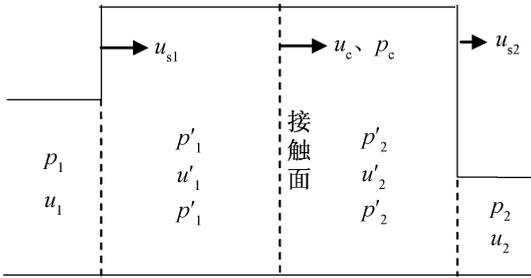


图3 充气初期接触面临域的流动参数

Fig.3 Sketch of flow parameter in the initial disconnection

根据接触面相容性条件,有

$$p'_1 = p'_2 = p_c \quad (4)$$

$$u'_1 = u'_2 = u_c \quad (5)$$

由激波前后速度差公式得

$$u_1 - u_c = \sqrt{(p'_1 - p_1) \left(\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho'_1} \right)} \quad (6)$$

$$u_c - u_2 = \sqrt{(p'_2 - p_2) \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho'_2} \right)} \quad (7)$$

将式(4)、(5)及兰金-雨贡钮关系式代入上两式,得:

$$u_1 - u_c = (p_c - p_1) \sqrt{\frac{2}{\rho_1} \frac{1}{(\gamma + 1)p_c + (\gamma - 1)p_1}} \quad (8)$$

$$u_c - u_2 = (p_c - p_2) \sqrt{\frac{2}{\rho_2} \frac{1}{(\gamma + 1)p_c + (\gamma - 1)p_2}} \quad (9)$$

上两式两边分别相减,得:

$$(p_c - p_1) \sqrt{\frac{2}{\rho_1} \frac{1}{(\gamma + 1)p_c + (\gamma - 1)p_1}} - (u_1 + u_2) + (p_c - p_2) \sqrt{\frac{2}{\rho_2} \frac{1}{(\gamma + 1)p_c + (\gamma - 1)p_2}} = 0 \quad (10)$$

式(10)为关于 p_c 的隐函数。当射气前管内气流参数及射流参数已知时,则由上式可求出接触面处的压力 p_c ,再由激波关系可得入射激波马赫数 M_s :

$$M_s^2 = 1 + \frac{\gamma + 1}{2\gamma} \left(\frac{p_c}{p_2} - 1 \right) \quad (11)$$

由式(10)和式(11)可知,入射激波马赫数的大小不但与射流速度 u_1 有关,而且与射流压力 p_1 的大小有关。不同型式的喷管其出口 u_1, p_1 不同,因而形成的入射激波强度不同,必然对振荡管的冷效应产生影响。

2.2 不同型式喷管在充气瞬间的初始间断条件

当膨胀比大于临界膨胀比时,各种形式喷管在充气瞬间的初始间断条件如下:

1) 缩放型喷管

可实现完全膨胀,其出口压力与背压相等,即

$$p_1 = p_2 \quad (12)$$

喷管出口气体流速 u_1 由下式给出

$$u_1 = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} (1 - \varepsilon^{-(1-\gamma)\gamma}) RT_0} \quad (13)$$

式中: R 为气体常数; T_0 为进气总温。

2) 收缩型喷管

当膨胀比大于临界膨胀比时,气流在收缩型喷管内不完全膨胀,其出口气流的速度及压力分别为:

$$u_1 = u_{cr} = \sqrt{2\gamma RT_0 / (\gamma + 1)} \quad (14)$$

$$p_1 = p_{cr} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma / (\gamma - 1)} p_0 \quad (15)$$

3) 匀直喷管

对于匀直喷管,由于横截面积不变,故气流不能加速,其初始间断条件为:

$$u_1 = 0, \quad p_1 = p_0 \quad (16)$$

喷管出口的其它气流参数可由一元等熵流理论可求出。

2.3 喷管型式对激波强度的影响

图4为采用不同型式喷管时,入射激波强度随膨胀比变化的计算和实验结果对比图,实验值为收缩型喷管的测量值。由于压力波制冷机在实际应用操作膨胀比一般在5以下,因此文中仅给出了膨胀比范围为2~5的实验数据。

从图4中可以看出,收缩型喷管的理论计算值与实验值吻合较好,计算值比实验值略大。这与理论推导所作简化假定有关,因为振荡管实际工作时,充排气不是瞬间完成的,射气面积是逐渐增大然后再逐渐减小,射流和管内原有静止(甚至是反向流动)的气体相掺混,使射流能量降低,削弱了入射激波强度,必然导致预测值高于实际值。同时在实际的充气过程中,在振荡管入口处不会立刻形成激波,而是在管中的某处形成,由于气体的粘性和摩擦,在压缩波不断迭加形成激波前损耗了一部分能量,也会导致激波强

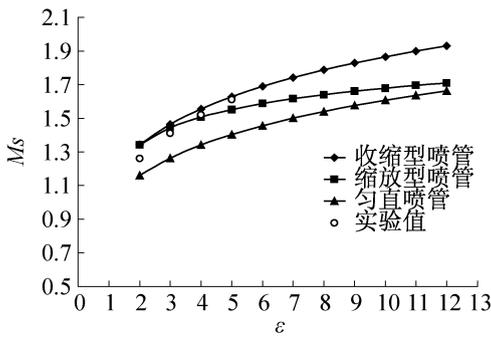


图 4 不同形式喷管时激波强度随膨胀比的变化
($T_0 = 300 \text{ K}, T_2 = 300 \text{ K}$)

Fig. 4 Variations in the strength of incident shock wave in different style nozzles with the ratio of the expansion
($T_0 = 300 \text{ K}, T_2 = 300 \text{ K}$)

度有所下降。随着膨胀比和气体入射速度的降低,激波形成位置与管口的距离在增加,所形成的激波强度与理论值偏差增大,这与图中随膨胀比降低,实际值与理论值的偏差增大相符。

上图中还可以看出,膨胀比 ε 在 2.0 ~ 4.0 的范围内,收缩型喷管和缩放型喷管入射激波马赫数相差不多,均好于匀直喷管。随着膨胀比的增大,缩放型喷管的入射激波马赫数增幅趋缓,与收缩型喷管的差距不断增大,与匀直喷管的差距逐渐减小。

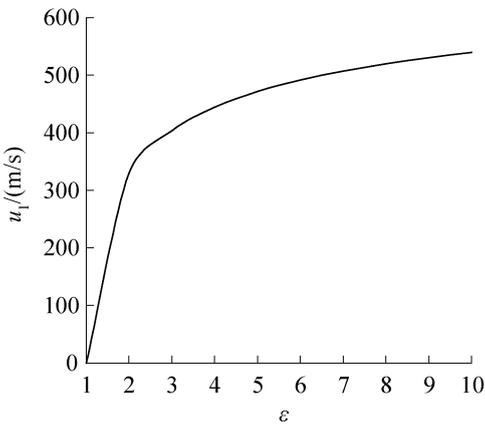


图 5 缩放型喷管出口流速 u_1 与 ε 的关系
Fig. 5 The relation between u_1 and ε

如图 5 所示,缩放型喷管出口气体流速 u_1 在 ε 较小时,随 ε 的增大而急剧增大,但当 ε 较大时, u_1 增幅趋缓,缩放型喷管内气体在完全膨胀的情况下,其出口压力 p_1 一直等于背压。由式(10)可知,在 p_1 不变的情况下, p_c 的变化趋势与 u_1 相同,这是缩放型喷管的入射激波马赫数增幅趋缓的原因。

当膨胀比大于临界膨胀比时,收缩型喷管的出口速度 u_1 等于当地声速并保持不变,出口压力 p_1 则与进口总压成线性关系,在排气压力不变的情况下,随

着 ε 的增加, p_1 线性增大。同上所述,在 u_1 不变的情况下, p_c 也会线性增大,因此收缩型喷管入射激波马赫数增幅要大于缩放型喷管。匀直喷管的出口速度 u_1 为 0,出口压力 p_1 等于进口总压,在 ε 较小的区域,明显的其入射激波马赫数要小于前两种喷管。匀直喷管的出口压力 p_1 也随 ε 的增加线性增大,且增幅要大于收缩型喷管,但出口压力的增大导致其出口气体密度 ρ_1 也快速增大,因此最终 p_c 的增幅与收缩型喷管基本相同,要大于缩放型喷管。

由气体动力学^[14]可知,入射激波强度越大,则每道激波对振荡管内被驱动气的压缩作用也越大。当射流激励频率相同时,驱动气在单位时间内对被驱动气做功越多,被驱动气的内能增加越大,驱动气的内能减小越多,从而驱动气所产生的冷效应也越强。由此可知,在膨胀比 ε 在 2.0 ~ 12.0 的范围内,同样的进排气参数下,收缩型喷管的入射激波强度最大,振荡管产生的冷效应也最强。同时考虑到收缩型喷管结构简单,易于加工,因此在工业应用中的压力波制冷机推荐采用收缩型喷管。

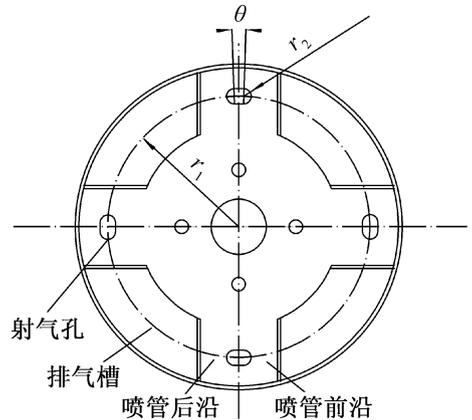


图 6 气体分配器结构简图
Fig. 6 Sketch of gas distributor

3 相对充气时间的影响

如图 6 所示,在气体分配器半径为 r_1 的同一圆周上均布 N 个环形射气孔,环形射气孔的两端为半径为 r_2 的半圆,即环形孔的宽度为 $2r_2$ 。

设环形射气孔的张角为 θ ,则环形孔在射气孔轴心圆上所切圆弧的长度为

$$l = \frac{2\pi r_1}{360} \left(\theta + 2 \arctg \frac{r_2}{r_1} \right) \quad (17)$$

则相对充气时间(τ)可由下式表示

$$\tau = \frac{l}{\frac{2\pi r_1}{N}} \quad (18)$$

将式(17)代入式(18)中,得

$$\tau = \frac{N}{360} \left(\theta + 2 \arctg \frac{r_2}{r_1} \right) \quad (19)$$

可见, τ 是一个与气体分配器结构有关的参数, 相对充气时间的变化可以通过改变射气孔的个数 N 或张角 θ 的大小来实现。

本文在 $\tau = 0.0298 \sim 0.0968$ 范围内, 实验研究了 τ 对压力波制冷机性能的影响。实验中, 膨胀比 $\varepsilon = 4$ 、振荡管长径比为 $L/d = 400$ 、气体分配器喷射孔相对深度(喷射孔的深度 b 与振荡管内径 d 的比值)为 0.55。

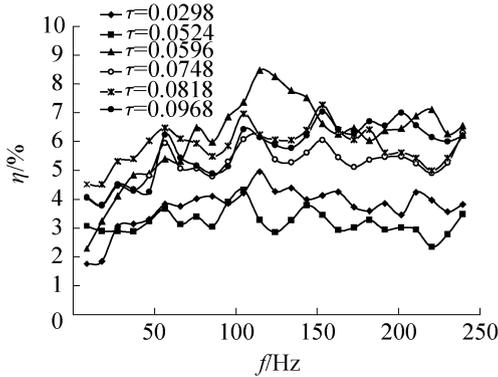


图 7 $\varepsilon = 4$, 不同 τ 下振荡管制冷效率 η 随射流激励频率 f 的变化

Fig. 7 Variations in the refrigerating efficiency η with the pulsing frequency f in different τ when $\varepsilon = 4$

图 7 为不同相对充气时间下, 振荡管制冷效率随射流激励频率变化的实验结果。从图 7 中可知, 不同相对充气时间下制冷效率 (η) 随射流激励频率 (f) 的变化均出现多个峰值。增大相对充气时间 τ , 压力波制冷机的整体制冷效率 η 呈上升趋势, 但最大制冷效率 (η_{\max}) 并不是随着 τ 单调增大。从图 8 中可以看出, η_{\max} 先是随 τ 的增大而增大, 在 $\tau = 0.06$ 附近达到最大值, 然后随 τ 的增大而下降。由于 τ 值越大意味着充气时间越长, 则接触面运动的时间越长, 其接触面运动的最大距离 L_{\max} 会增大, 从而导致振荡管制冷效率的提高。然而这是基于膨胀波先于反射激波与接触面相交的前提下, 当充气时间较长时, 可能出现反射激波先于膨胀波与接触面相交, 此时反射激波将穿过整个低温区, 对进入管内的驱动气体进行压缩和加热, 反而使振荡管的冷效应减弱^[15]。由此可知, 在一定膨胀比 ε 下, 某一固定尺寸的振荡管存在一个最佳相对充气时间, 在这个相对充气时间下振荡管制冷效率最高。在本文实验条件下, 最佳相对充气时间约为 0.06。

最佳激励频率 (f_{opt}) 随 τ 的增大也会发生变化,

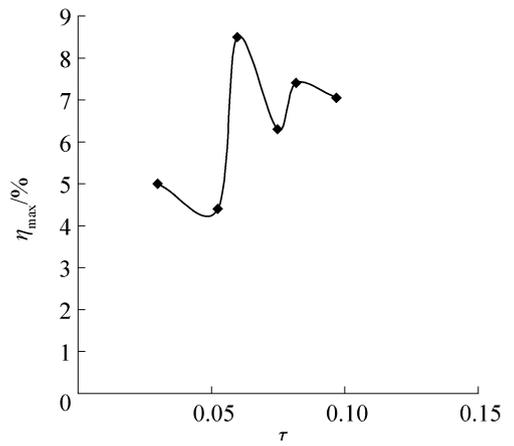


图 8 最大制冷效率 η_{\max} 随 τ 的变化

Fig. 8 Variations in the maximum refrigerating efficiency η_{\max} with τ

由图 9 可知, 当 $\tau < 0.075$ 时, f_{opt} 为制冷效率曲线第二个波峰对应的频率, $\tau > 0.075$ 时变为制冷效率曲线第三个波峰的对应频率。因此, 在压力波制冷机设计中, 应考虑相对充气时间对最佳转速的影响。

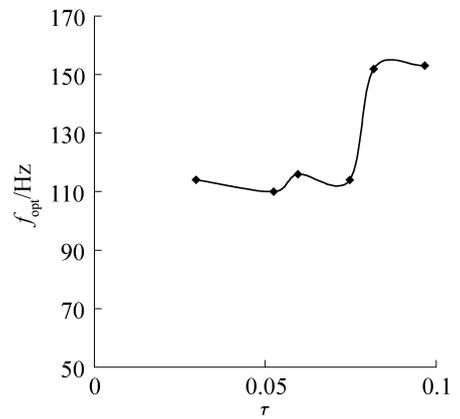


图 9 最佳激励频率 f_{opt} 随 τ 的变化

Fig. 9 Variations in the optimum pulsing frequency (f_{opt}) with τ

4 结论

1) 气体分配器的喷管型式对压力波制冷机振荡管内激波强度存在影响: 在膨胀比 ε 在 2.0 ~ 12.0 的范围内, 相同的进排气参数下, 采用收缩型喷管形成的人射激波最强, 缩放型喷管次之, 匀直喷管最弱, 因而采用收缩型喷管时的冷效应最强。在压力波制冷机设计中建议采用收缩型喷管。

2) 压力波制冷机最大制冷效率 η_{\max} 随相对充气时间 τ 的增加先增大后减小, 存在一个合适的相对充气时间范围。在 $\varepsilon = 4$ 、振荡管尺寸为 $L/d = 400$ 、气体分配器喷射孔的相对深度为 0.55 的情况下, 最佳相

对充气时间约为 0.06。

3) 相对充气时间 $\tau < 0.075$ 时振荡管的最佳激励频率 f_{opt} 为制冷效率曲线第二波峰的频率, $\tau > 0.075$ 时则变为制冷效率曲线第三个波峰的频率。在压力波制冷机设计最佳转速的确定需考虑相对充气时间的影响。

符号说明

- b —喷射孔的深度, m d —振荡管内径, m
- f —射流激励频率, Hz M_s —入射激波马赫数
- N —射气孔个数 n —气体分配器的转速, r/min
- p_0 —进气总压, MPa p_b —排气背压, MPa
- p_1 —驱动气的压力, MPa p_2 —被驱动气的压力, MPa
- p_c —接触面的压力, MPa R —气体常数, J/(kg·K)
- r_1 —气体分配器半径, m r_2 —环形孔的一半宽度, m
- T_0 —进气滞止温度, K T_2 —排气温度, K
- u_1 —驱动气的速度, m/s u_2 —被驱动气的速度, m/s
- u_c —接触面的速度, m/s γ —气体比热容比
- ε —膨胀比 η —制冷效率, %
- θ —环形射气孔的张角, rad

$$l = \frac{2\pi R}{360} \left(\theta + 2 \arctg \frac{r}{R} \right)$$

—环形孔在射气孔轴心圆上所切圆弧的长度, m

参考文献

[1] Rennaz M C. Wellhead gas refrigerator field strips condensate[J]. World Oil, 1971, 173(6): 60-61.

[2] Rennaz M C. New French gas cooler recovers 120bpd gasoline[J]. World Oil, 1973, 177(2): 57-59.

[3] Deleris C, Amade J C, Viltard J C. Barge-mounted NGL plant boosts recovery from offshore field[J]. World Oil, 1982, 195(1): 105-107.

[4] Marchal P, Malek S, Viltard J C. Skid-mounted rotating thermal separator efficiently recovers NGL from associated gas[J]. Oil Gas J, 1984, 82(49): 97-98.

[5] Mamiya Hayashi. Application of a new cooling separation device in the chemistry industry[J]. Chemistry Equipment, 1978, 20: 52.

[6] 李学来. 压力波制冷机的研究与工业开发[J]. 制冷, 1997(3): 6-12. (Li Xuelai. The research and development of pressure wave refrigerator[J]. Refrigeration, 1997(3): 6-12.)

[7] 俞鸿儒, 廖达雄. 用于低温风洞的新颖制冷方法[J]. 力学学报, 1999, 31(6): 645-651. (Yu Hongru, Liao DaXiong. Novel cooling means for a cryogenic wind tunnel[J]. Acta Mechanica Sinica, 1999, 31(6): 645-651.)

[8] 朱彻, 刘润杰, 李洪安. 气波制冷技术在天然气脱水净化工程中的应用[J]. 制冷, 1995, 50(1): 10-15. (Zhu Che, Liu Runjie, Li Hongan. The application of gas wave refrigerating technology in the dehydration and purification engineering of natural gas[J]. Refrigeration, 1995, 50(1): 10-15.)

[9] 朱彻, 李洪安, 邹久朋, 等. 一项新兴的天然气脱水净化技术[J]. 天然气工业, 1995, 15(5): 57-61. (Zhu Che, Li Hongan, Zou Jiupeng, et al. A new purification technique for natural gas dehydration [J]. Natural Gas Industry, 1995, 15(5): 57-61.)

[10] 李学来, 郭荣伟. 振荡管最佳射流激励频率钳制效应[J]. 南京航空航天大学学报, 1998, 30(6): 606-610. (Li Xuelai, Guo Rongwei. Clamping effect on optimal pulsing frequency of oscillatory Tube[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics&Astronautics, 1998, 30(6): 606-610.)

[11] 李学来, 黄齐飞, 朱彻. 有关因素对振荡管最佳射流激励频率的影响[J]. 化工学报, 2002, 53(2): 194-198. (Li Xuelai, Huang Qifei, Zhu Che. Influence of some factors on optimal jet flow exciting frequency of oscillatory tube [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2002, 53(2): 194-198.)

[12] Saito T, Voinovich P, Zhao W, et al. Experimental and numerical study of pressure wave refrigerator performance [J]. Shock Waves, 2003, 13(4): 253-259.

[13] S B Liang, X L Li, H B Ma. Thermoacoustic power effect on the refrigeration performance of thermal separators [J]. Cryogenics, 2003, 43(9): 493-500.

[14] 罗曼芦. 气体动力学[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1989: 206-210.

[15] 李学来, 郭荣伟. 振荡管内接触面的运动[J]. 空气动力学学报, 2000, 18(1): 120-124. (Li Xuelai, Guo Rongwei. Movement of contact surface between gases in oscillating tube[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2000, 18(1): 120-124.)

通信作者简介

李学来, 男 (1966 -), 教授, 福州大学, 化学化工学院, 15359189302, E-mail: lxl6632@ sina.com。研究方向: 热过程装备与节能技术、非定常流制冷、强化传热技术、流动与传热的数值模拟、流场控制技术等。

About the corresponding author

Li Xuelai (1966 -), male, Ph. D./Professor, College of Chemistry and Chemical Engineering, Fuzhou University, 15359189302, E-mail: lxl6632@ sina.com. Research fields: equipment and energy saving technology in thermal process, unsteady flow refrigeration, enhanced heat transfer technology, numerical simulation of flow and heat transfer and flow control technique et al.