第12卷 无锡轻工业学院学报 Vol.12
第2期 JOURNAL OF THE WUXI INSTITUTE OF LIGHT INDUSTRY 1993 No.2

气波制冷机接受管最佳管长的研究

朱雪琴

(机械工程系)

摘要 对气波制冷机接受管内的气波行为进行分析,提出了两种结构型式接受管的理想边界条件并给出了波图,从而得出管长的计算公式。

关键词 气波制冷机;热分离机;激波;膨胀波;压缩波

0 前 言

在能源短缺的今天,充分利用各种可用能源愈来愈显示出其重要性。在化工生产和油田开发中,常有许多可用组分且具有一定压力的尾气和油田伴生气未经处理就被放空或烧掉,这不仅浪费了能源,而且还污染了环境。利用这些气体的压力能来分离回收所需组分,既能利用能源增加生产,且有益于保护环境。气波制冷机就是利用带压气体的压力能膨胀制冷来分离回收所需组分的新型制冷技术,在石油和化学工业的综合利用方面具有广阔的前景。

气波制冷机的前身是热分离机,是1972年由法国NAT公司首先发明的。为了推广使用这种节能新技术,国内于80年代中期开始有了这方面的研究报道[2]。但气波制冷机的工业设计还处于探索阶段,对机理的研究也不够深入。本文针对气波制冷机的主要工作部件——接受管,对管内的气波行为进行研究并提出了两种型式接受管最佳管长的理想边界条件,从而得出了管长的设计公式。

1 理论分析

1.1 工作原理[1,2,6]

气波制冷机主要由气体分配器(旋转喷嘴)和沿周向均布的一束接受管组成,如图1所示。气体由旋

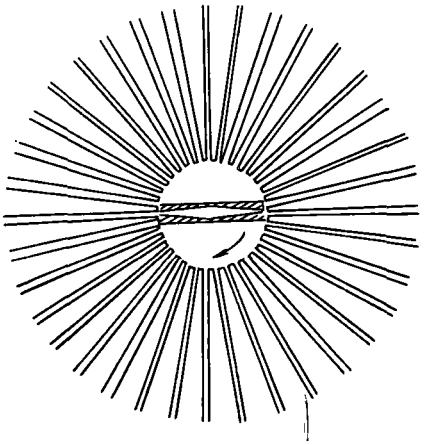


图1 气波制冷机示意图

收稿日期:1992-04-21

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

转喷嘴高速依次射入一端封闭的接受管中，原在管内的气体（称循环气）与射入的气体（称新鲜气）之间的分界面（接触面）可以看作是一个无质量的活塞。由于分界面上不满足速度相等和压力相等的相容条件，因此分界面两端的气流要发生动量和能量交换。活塞压缩循环气在循环气中产生激波，激波压缩循环气使气体升温升压，其中的热量通过管壁散失一部分，而新鲜气体本身温度有所下降。当喷气停止后，因循环气受激波压缩，其压力高于新鲜气之压力，且两者都高于管外压力。由于两者都要膨胀，结果新鲜气排出管外时，温度、压力都有所下降，循环气在管内膨胀回复到初始状态。这样新鲜气的能量通过循环气体媒介，转化成热量通过管壁向外界辐射了一部分，故新鲜气排出时温度压力都有所下降。如图2所示。

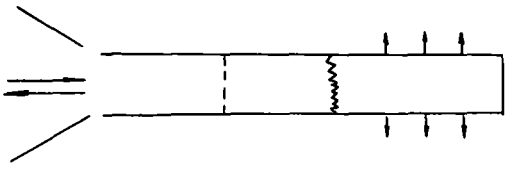


图2 气波制冷原理图

1.2 理论依据

气波制冷主要是依赖于管内气波的运动来实现。气波具有如下的特性[5]：激波和膨胀波在开口端将反射为异类波；遇固壁将反射为同类波；异向运动的波相遇会发生透射和反射，透射波为同类波，而反射波为同类波或异类波，甚至没有反射波（这取决于入射波的强度和接触面两边的气流参数）。激波对气体产生致热作用，而膨胀波则对气体产生致冷作用。因此，在一定的射流频率下，如果能合理地选取管长，就能利用气波的反射或透射特点，建立理想的边界条件，使排出气体达到最佳的冷却效果，此管长即为最佳管长。

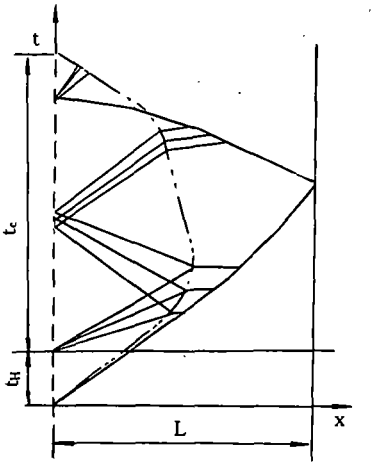


图3 管长较短时的波图

1.3 管内的气波行为分析和管长公式的推导

1.3.1 *接受管为直匀管* 当气流射向接受管时，在分界面前方形成的激波向管的封闭端运行，碰到管端将反射，反射激波向管的开口端运行。入射激波和反射激波都使气体升温，但入射激波只对循环气产生作用，而反射激波将沿整个管长发生作用，最后在管口膨胀。在一定的射流频率下，如果管长选择合理，使反射激波只对循环气产生作用，而对新鲜气不起作用，那么反射激波的影响将不大。

如果管长太短，反射激波将在已冷新鲜气排尽前赶上接触面，透过接触面使冷腔中的气体（新鲜气）首先致热，然后在管口反射为膨胀波，使即将排出的新鲜气致冷，如图3所示。但由于气流通过激波是突跃的绝热过程，而通过膨胀波是等熵过程，即气体先后受这两种波作用后，总温是上升的，对制冷不利。

如果管长合适，反射激波向管口运行时一直没有超过接触面，直至管口两者刚好同时到达，此时新鲜气已排尽，反射激波在管口反射为膨胀波而对下一次射入的新鲜气产生预冷作用，降低了气体的初始温度，对制冷有利。如图4所示。

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

如果管长过长，那么反射激波始终没有赶上接触面，新鲜气排尽时，还没有到达管口，这种情况的反射激波不会对已冷新鲜气产生致热作用，而对下一周期射流的新鲜气产生致热

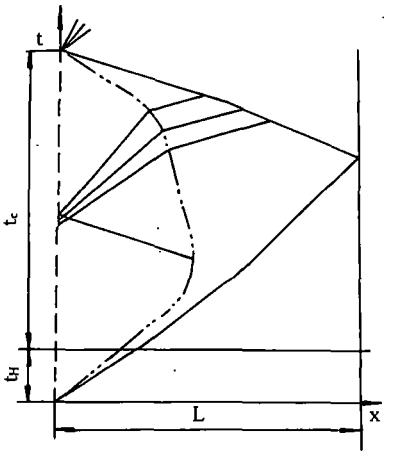


图 4 管长合适时的波图

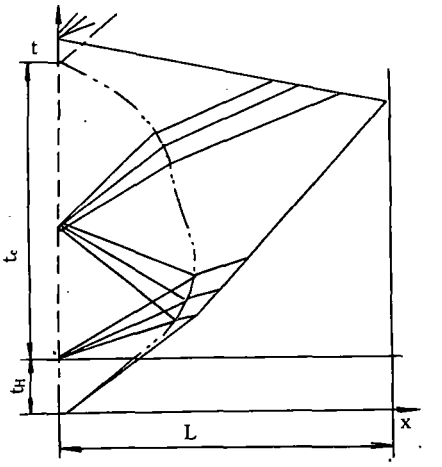


图 5 管长较长时的波图

L 管长 t_H 充气时间 t_C 排气时间

作用。管口膨胀波造成的温降也不能抵消先前反射激波的温升，故对制冷不利，如图 5 所示。

综上所述选取一定管长，使反射激波与接触面同时到达管口，这是理想边界条件。根据这一条件可以推导出管长的设计公式。

设激波的运动速度为常量，根据气体动力学基本关系式[5]：

$$v_s = M_s a_1 \tag{1}$$

$$v_r = M_r a_2 \tag{2}$$

式中

v_s, v_r——分别为入射激波、反射激波的运动速度

M_s, M_r——分别为入射激波、反射激波的马赫数

a_1, a_2——为入射激波前后的气体音速，其中 a_1 即为管内静止气体音速。

利用运动激波的基本关系式和激波遇固壁反射的基本关系式[4]，

$$(\frac{a_2}{a_1})^2 = 1 + \frac{2(\gamma-1)}{(\gamma+1)^2}[\gamma M_s^2 - \frac{1}{M_s^2} - (\gamma-1)] \tag{3}$$

$$M_r^2 = \frac{2\gamma M_s^2 - (\gamma-1)}{(\gamma-1)M_s^2 + 2} \tag{4}$$

式中

γ 为气体比热比

将(2)式化成：

$$v_r = M_r a_2 = M_r \cdot \frac{a_2}{a_1} \cdot a_1 \tag{5}$$

将(3)、(4)式代入(5)式，可求得 v_r：

$$v_r = M_s a_1 \cdot \frac{2\gamma M_s^2 - (\gamma-1)}{(\gamma+1)M_s^2} \tag{6}$$

由理想边界条件可知：

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

射流周期

$$\tau=\tau_s+\tau_r \tag{7}$$

式中 $\tau_s \cdot \tau_r$ 为入射激波和反射激波的运行时间。

$$\tau=\frac{60}{nZ} \tag{8}$$

$$\tau_s=\frac{L}{v_s} \tag{9}$$

$$\tau_r=\frac{L}{v_r} \tag{10}$$

其中 n 为喷嘴旋转速度(r/min)；Z 为喷嘴数目；L 为管长。

将(8)、(9)、(10)式代入(7)式可得

$$\frac{60}{nZ}=\frac{L}{v_s}+\frac{L}{v_r} \tag{11}$$

将(1)、(6)式代入(11)式可得

$$L=\frac{60M_s a_1}{nZ}\cdot\frac{2\gamma M_s^2-(\gamma-1)}{(3\gamma+1)M_s^2-(\gamma-1)} \tag{12}$$

令 $$f(M_s)=\frac{M_s[2\gamma M_s^2-(\gamma-1)]}{(3\gamma+1)M_s^2-(\gamma-1)} \tag{13}$$

则(12)式可简化为

$$L=\frac{60a_1}{nZ}\cdot f(M_s) \tag{14}$$

这就是直匀管的管长设计公式。

1.3.2 *接受管为封闭端带突扩段的直管*[3] 这种型式的接受管突扩的空间相当于敞口端，入射激波在此被全部吸收掉，只反射为膨胀波[3]。这种型式的管长同样可通过建立理想的边界条件来求取。

在一个射流周期内，运动激波运行到管端遇突扩段反射为膨胀波，然后此膨胀波向管口运行，当取合适管长时，膨胀波与接触面将同时到达管口，这时新鲜气刚好排尽，膨胀波在管口反射为压缩波，将对循环气或入射新鲜气加热，而膨胀波向管口运行时已使循环气降温降压，故循环气先后受膨胀波、压缩波作用，总温不变，如图7所示。

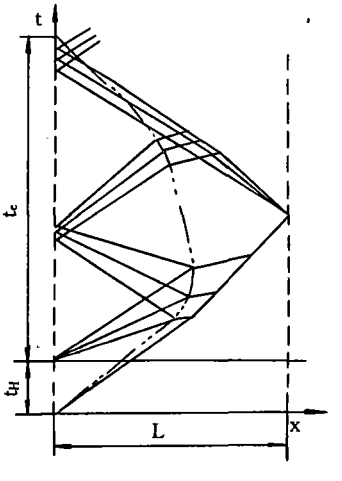


图6 管长太短时的波图

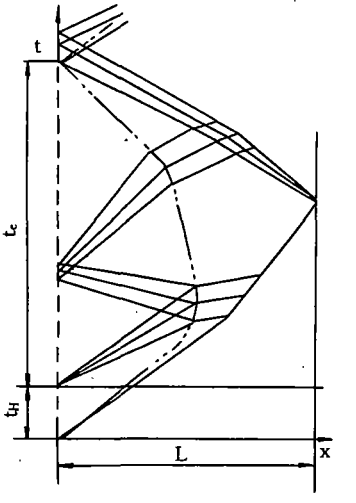


图7 管长合适时的波图

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

如果管子太短,则在一个射流周期内,排出气未排尽时,膨胀波已到达管口,膨胀波在管口反射为压缩波,从而对即将排出的新鲜气加热,如图 6 所示。如果管长较长时,则排气结束时,膨胀波还未到达管口,即对循环气没有起到充分的降温降压作用,热腔温度降低不充分,且膨胀波在管口反射形成的压缩波将对下一次的部分新鲜气加热。如图 8 所示。如果管子过长,当膨胀波运行到管口时,有可能已进行下一周期的排气,从而使反射压缩波对下一周期的已冷新鲜报气致热,对制冷不利。

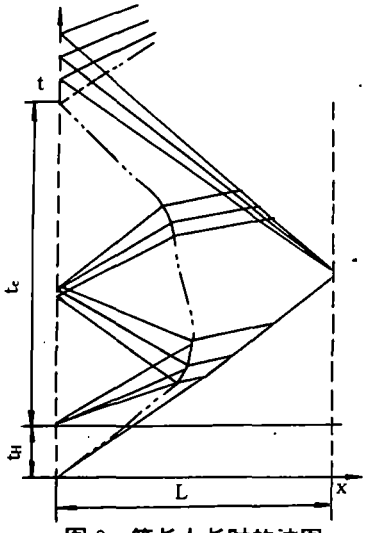


图 8 管长太长时的波图

总之,三种情况下,由膨胀波在管口反射产生的压缩波都会对气体产生一定的加热作用。从能量传递关系可知,入射新鲜气将与循环气发生能量交换。故压缩波对刚入射的新鲜气加热最终造成的排出气温升不如直接对排出气加热造成的温升严重。而管长太长时,膨胀波又未能对循环气起到充分的降温降压作用,因此保证膨胀波与接触面同时到达管口时恰好进行下一周期的射流,这是理想边界条件。

根据理想边界条件,可以得出管长的计算公式。设膨胀波以音速传播,且以激波压缩后的气体音速 a_2 传播。在一个射流周期内,激波与膨胀波运行的时间之和恰好等于一个射流周期。

即: $$\tau=\tau_s+\tau_e \tag{15}$$

式中 τ_e 为膨胀波运行时间,

$$\tau_e=\frac{L}{a_2} \tag{16}$$

由(3)式可得

$$a_2=\frac{M_s a_1}{(\gamma+1)M_s^2}\cdot[2\gamma(\gamma-1)M_s^4+(6\gamma-\gamma^2-1)M_s^2-2(\gamma-1)]^{1/2} \tag{17}$$

将(8)、(9)、(16)、(17)式代入(15)式可得

$$L=\frac{60M_s a_1}{nZ}\cdot\frac{[2\gamma(\gamma-1)M_s^4+(6\gamma-\gamma^2-1)M_s^2-2(\gamma-1)]^{1/2}}{[2\gamma(\gamma-1)M_s^4+(6\gamma-\gamma^2-1)M_s^2-2(\gamma-1)]^{1/2}+(\gamma+1)M_s^2} \tag{18}$$

令

$$g(M_s)=\frac{[2\gamma(\gamma-1)M_s^4+(6\gamma-\gamma^2-1)M_s^2-2(\gamma-1)]^{1/2}\cdot M_s}{[2\gamma(\gamma-1)M_s^4+(6\gamma-\gamma^2-1)M_s^2-2(-1)]^{1/2}+(\gamma+1)M_s^2} \tag{19}$$

则

$$L=\frac{60a_1}{nZ}\cdot g(M_s) \tag{20}$$

这就是带突扩段的接受管的管长计算公式。

2 结论和讨论

(1) 从公式 (14)和(20)可见,管长与射流频率(转速)、喷嘴数目及管内气体音速有关

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

外，还与入射激波马赫数有关。气波制冷机一般膨胀比为2～7，激波马赫数M_s<1.5[1]. 因此当工况一定，结构选定，转速确定的情况下，可根据本文提出的公式求出最佳管长。

(2) 带突扩段的接受管(称结构Ⅱ)与直匀管(结构Ⅰ)相比，前者小于后者，(如表1)，这与文献[3]相符。

表1 结构Ⅱ与结构Ⅰ比较

M_S	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5
$f(M_s)$	0.5	0.5578	0.6149	0.6714	0.7275	0.7836
$g(M_s)$	0.5	0.5324	0.5634	0.5923	0.6223	0.6506
L_{I}	$\frac{30a_1}{nZ}$	$\frac{33.5a_1}{nZ}$	$\frac{36.9a_1}{nZ}$	$\frac{40.3a_1}{nZ}$	$\frac{43.7a_1}{nZ}$	$\frac{47.0a_1}{nZ}$
L_{II}	$\frac{30a_1}{nZ}$	$\frac{31.9a_1}{nZ}$	$\frac{33.8a_1}{nZ}$	$\frac{35.6a_1}{nZ}$	$\frac{37.3a_1}{nZ}$	$\frac{39a_1}{nZ}$

(3) 最佳管长公式是通过对给定射流周期内接受管内的气波运动进行分析得出的。实际上机器的制冷效率不仅与机器的结构尺寸有关还与操作工况有关。最佳管长的公式只考虑了给定转速下机器本身结构特性的影响，而转速对制冷效果的影响以及与之匹配的操作工况(气体进出口参数)之间的关系还有待于进行研究。

致 谢

在研究过程中得到大连理工大学方曜奇副教授的指导，在实验验证中得到了化机实验室朱彻等同志的帮助，在此一并致谢。

参 考 文 献

1 方曜奇等. 接受管的结构对热分离机制冷效果的影响. 流体工程，1987；3

2 俞鸿儒. 热分离器内的流动. 大连工学院学报，1984；4

3 方曜奇等. 热分离器接受管中反射激波的消除. 第四届全国激波管与激波学术会议论文，1987

4 陈强. 激波管流动的理论和实验技术(讲义). 中国科技大学，1979

5 ShapiroAH: The Dynamics and Thermodynamics of compressible Fluid Flow ，1954

6 United states patent. Therml separators Employing a Movable Distributor, May17，1983. 专利号，4，383，423

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

Reserarch on the Optimal Length of Receiving Tubes in a Gas-Wave Refrigerator

Zhu Xueqin

(Dept. of Mech. Eng.)

Abstract In this paper, the behaviors of the gas wave in the receiving tybes are analysed. Through the analysis, the ideal boundary conditions for the two types of receiving tubes and their wave-graphs are given. Then, the formulas for calculating of the optimal length of the receiving tubes are obtained according to the conditions.

Key-words Gas-wave refrigerator; The thetmal seprator; Shock wave; expand wavel; compressed wave

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net