

文章编号: 1005 - 8893 (2004) 03 - 0018 - 03

斯特林制冷机回热器间隙密封冷量损失分析 (一)^{*}

陶 丽¹, 陈俊华²

(1. 江苏工业学院 机械工程系, 江苏 常州 213016; 2. 江苏久信医用净化工程有限公司)

摘要: 回热器是斯特林制冷机冷头的重要组成部分。传统的回热器使用接触式滑动密封, 存在磨损, 限制制冷机的使用寿命。采用间隙密封, 可以在完成密封作用的同时消除接触磨损和因此而产生的污染。但由于间隙内气体的泄漏, 引起了冷量损失, 使制冷量减少。建立了层流工况下斯特林制冷机回热器与气缸壁密封间隙泄漏率的数学物理模型, 推导了密封间隙的泄漏率及泄漏引起的冷量损失的表达式。

关键词: 斯特林制冷机; 间隙密封; 泄漏率; 泄漏损失

中图分类号: TB 661 **文献标识码:** A

随着空间技术的发展, 对空间制冷机的要求越来越高。国内一些单位研制的斯特林制冷机虽在温度和制冷量等方面已经能够满足需要, 但它们的平均使用寿命只有大约 4 000 h。这远低于大多数空间应用的要求。所以, 近年来, 斯特林制冷机的研究、发展主要集中在提高它的可靠性 (即工作寿命) 上。

长寿命斯特林制冷机采用间隙密封, 降低密封轴孔间的磨损, 提高工作寿命。如果采用传统的胀圈式接触密封, 初始阶段密封效率高, 但磨损较严重, 产生污染物, 并且随着运行时间的增加, 其后期的密封性能下降, 影响制冷效率, 最终导致制冷机寿命终结。间隙密封是利用密封零件之间的径向微小间隙及该间隙在轴向的一定长度来实现的一种密封形式。它的孔轴两部件采用间隙配合, 通过定心装配, 使得两部件之间无接触。间隙密封的突出优点是无磨损、不产生污染物、密封性能稳定。

就斯特林制冷机回热器而言, 共有两处采用间隙密封, 一是回热器与气缸之间, 二是回热器轴与密封座之间, 如图 1 所示。其中, 回热器与冷缸之间的间隙密封轴向长度很大, 并在两端存在很大的温度梯度 (80 K 至室温) 和换热, 其间隙密封效果对制冷机工作性能影响很大。如果密封间隙太

大, 则回热器与冷缸之间的间隙就会产生气体“短路”, 降低冷头的制冷性能。如果间隙太小, 则加工难度加大, 并且也不可能实现完全的间隙密封。而且, 由于有间隙存在, 当它的两端压力不相等时会造成泄漏, 引起的制冷机制冷量的减少^[1, 2]。

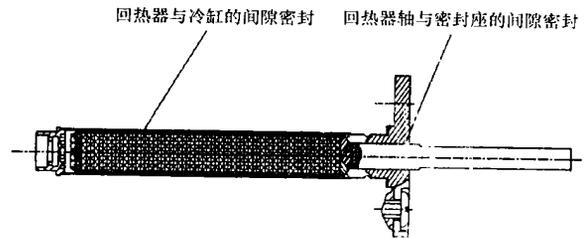


图 1 回热器间隙密封示意图

Fig. 1 Clearance seal of the regenerator

1 数学模型的建立^[2~4]

1.1 回热器与气缸壁间隙内气体流动特性

对间隙内气体流动, 当雷诺数 $Re < 2\ 000$ 时, 为层流流动。

假设 流动膜的厚度与它的宽度、长度相比很小; 孔隙在往复相对运动过程中没有旋转运动, 间隙内气体可看作一维流动, 如图 2 所示; 沿流

* 收稿日期: 2004 - 04 - 07

作者简介: 陶丽 (1974 -), 女, 江苏扬州人, 硕士。

动膜厚度方向上不计压力变化, $\partial p / \partial y = 0$; 忽略质量力的影响; 内外圆柱面是同心的, 因此间隙高度在圆周方向处处相等; 流体的惯性力与粘滞力相比可以忽略不计, 即: 流动是准稳的; 气体流过间隙时温度为已知函数 $T(x)$; 工质气体为完全气体; 忽略间隙内径向温差; 气体是正压性的, 即: 密度只是压力的函数; 忽略气体的导热; 忽略回热器边壁的影响; 冷热端的气体温度为常数; 动力粘性系数 μ 为温度 T 的已知函数。

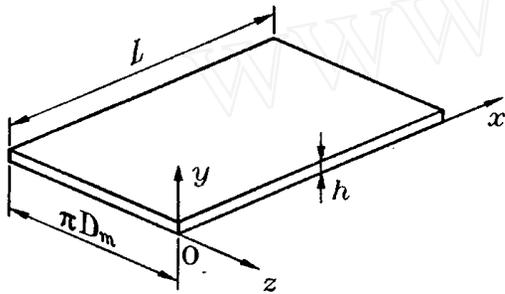


图2 密封间隙一维流动模型

Fig. 2 One dimension flow model of the clearance seal

1.1.1 运动微分方程

根据以上假设, 气体运动微分方程可简化为:

$$\frac{dp}{dx} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (1)$$

边界条件: $y=0, u=0$; $y=h, u=0$ 。

1.1.2 连续方程

根据以上分析, 简化为:

$$\frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial(u)}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

1.1.3 状态方程

对以氦气为工质的完全气体, 在低温时其压缩性系数 $z \approx 1$, 所以可采用理想气体状态方程:

$$p = RT \quad (3)$$

根据以上分析及边界条件, 气体运动微分方程

(1) 关于 y 积分, 则可求出截面的速度分布:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y(y-h)$$

间隙内气体的平均速度表达式为:

$$\bar{U} = \frac{1}{h} \int_0^h u dy = - \frac{1}{12\mu} h^2 \frac{dp}{dx}$$

因间隙为环形, 宽度为 \bar{D} , 则间隙的质量泄漏率为:

$$G = \bar{D} \bar{U} = - \frac{\bar{D} h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx}, \quad \bar{D} = \frac{D_1 + D_2}{2}$$

根据状态方程, 上式可改写为:

$$p dp = - \frac{12\mu R T G}{D h^3} dx$$

因间隙高度不变, h 为常数, $h = \frac{D_1 - D_2}{2}$, D_1 为气缸直径, D_2 为回热器直径。

在等温、常粘度情况下, 则泄漏率的表达式:

$$G = \frac{|p_1^2 - p_2^2| \bar{D} h^3}{24\mu R T L}$$

式中: L 为密封间隙的长度, p_1 为回热器热端压力, p_2 为冷端压力。

当温度变化时, 考虑温度梯度及粘度变化的影响, 已知沿长度方向的温度分布为 $T(x)$, 根据经验公式, 动力粘性系数 $\mu(T) = 5.023 \times 10^{-7} T^{0.647}$ (Pa·s), 泄漏率的表达式:

$$G = \frac{|p_1^2 - p_2^2| \bar{D} h^3}{1.027 \times 10^{-5} R \int_0^L T^{1.647} dx}$$

边界条件: $x=0, T=T_1$; $x=L, T=T_2$ 。

设间隙内气体温度按线性变化, 则层流工况下泄漏率的表达式为:

$$G = \frac{|p_1^2 - p_2^2| \bar{D} h^3 (T_2 - T_1)}{4.559 \times 10^{-6} R L (T_1^{2.647} - T_2^{2.647})}$$

单位时间内, 因泄漏而造成的制冷量损失为:

$$Q_g = f c_p m_1 (T_1 - T_2) \text{ (kW)}$$

式中: c_p 为定压比热容。

$$m_1 = \frac{\bar{D} h^3 (T_2 - T_1)}{4.559 \times 10^{-6} R L (T_2^{2.647} - T_1^{2.647})} \int_0^L |p_1^2 - p_2^2| dt$$

1.2 密封座与轴之间间隙内气体流动特性

此时, 间隙内的气体主要起润滑和密封的作用, 可减小密封座与轴摩擦的同时减少气体的泄漏量。假设: 间隙内温度不变, 为常数; 孔隙在往复相对运动过程中没有旋转运动, 间隙内气体可看作一维流动, 其流动模型同图2; 沿流动膜厚度方向上不计压力变化, $\partial p / \partial y = 0$; 忽略质量力的影响; 内外圆柱面是同心的, 因此间隙高度在圆周方向处处相等; 流体的惯性力与粘滞力相比可以忽略不计, 即流动是准稳的; 间隙内气体为完全气体。

$$\text{运动微分方程: } \frac{dp}{dx} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

$$\text{连续方程: } \frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial(u)}{\partial x} = 0$$

$$\text{状态方程: } p = RT$$

类似分析, 则等温、常粘度情况, 泄漏率的表

$$\text{达式为: } G = \frac{|p_1^2 - p_2^2| \overline{Dh}^3}{24\mu R TL}$$

式中: $\overline{D} = \frac{d_1 + d_2}{2}$; d_1 为密封座直径; d_2 为回热器轴直径; p_1 为间隙进口压力; p_2 为出口压力。

2 间隙内与间隙有关的总冷量损失

2.1 回热器与气缸壁间隙内气体

间隙内冷量损失主要包括穿梭损失, 由于采用气体间隙密封, 则不存在泵气损失, 轴向气体导热损失与上述损失相比, 可以忽略不计。

$$\text{穿梭损失 } Q_{sh} = F_s \frac{D_1 (2X_d)^2}{5.4 h L_d} (T_1 - T_2)$$

式中: \overline{Dh} 表示气体的平均导热系数; L_d 表示回热器长度; X_d 表示排出器运动幅值; F_s 表示修正系数。

间隙内与间隙有关的总冷量损失可表示为因泄漏引起的制冷量的损失 (简称为泄漏损失) 及穿梭损失之和, 即: $Q_t = Q_g + Q_{sh}$ 。

$$Q_t = Q_g + Q_{sh} = f c_p m_1 (T_1 - T_2) + F_s \frac{D_1 (2X_d)^2}{5.4 h L_d} (T_1 - T_2) = \frac{f c_p \overline{Dh}^3 (T_1 - T_2)^2}{4.559 \times 10^{-6} RL (T_1^{2.647} - T_2^{2.647})} \int_0^{1/f} |p_1^2 - p_2^2| dt + F_s \frac{D_1 (2X_d)^2}{5.4 h L_d} (T_1 - T_2)$$

2.2 密封座与轴之间间隙内气体

由穿梭损失公式可知, 温度不变时, 穿梭损失

为零。此时, 间隙内冷量损失仅为泄漏损失。

$$Q_g = \frac{c_p f \overline{Dh}^3}{24\mu R L} \int_0^{1/f} |p_1^2 - p_2^2| dt$$

3 结论

(1) 层流工况下, 回热器与气缸壁之间间隙 h 越大, 穿梭损失越小, 而泄漏损失越大。在一般情况下, 为方便加工, h 取得稍大一些。但是, h 增大, 泄漏率增大, 这会影响压比, 使制冷效率降低。因此, 应综合考虑 h 的选取。当泄漏率 G 增大时, 对应 h 增大, 穿梭损失减小, 此时应有最佳间隙存在。

(2) 层流工况下, 密封座与回热器轴之间间隙内气体泄漏损失与 h 成正比, h 越大, 泄漏损失越大。所以, 在保证密封座与回热器轴不会卡死的情况下, 应尽量减小 h , 从而减小损失, 提高制冷机效率。

参考文献:

[1] Radebaugh. 低温制冷机的最新研究进展 [J]. 低温与特气, 1996, 2: 16 - 26.
 [2] 邓晓辉, 郭方中. 回热式制冷机间隙密封泄漏率的计算及实验研究 [J]. 低温工程, 1995, 1: 42 - 50.
 [3] Chi K Tsao. Temperature Distribution and Power Loss of a Gas-Cooled Support for a Cryogenic Container [J]. Cryogenics, 1974, 5: 271 - 275.
 [4] Allan J Organ. The Miniature, Reversed Stirling Cycle Cryocooler Integrated Simulation of Performance [J]. Cryogenics, 1999, 39 (15): 253 - 266.
 [5] 黄清龙. 一个代数方程迭代解法加速方法 [J]. 江苏石油化工学院学报, 2002, 14 (3): 59 - 62.

Analysis of the Leakage Losses of the Clearance Seal in Stirling Refrigerator

TAO Li¹, CHUN Jun - hua²

(1. Department of Mechanical Engineering, Jiangsu Polytechnic University, Changzhou 213016, China; 2. Jiangsu Jiuxin Medical Purifying Engineering CO. LTD.)

Abstract: The regenerator is a key part of the cold head of Stirling refrigerator. Traditionally, the seal between the regenerator and cylinder wall has been accomplished using sliding bearings, but there was contact and wear in the bearings. As a result, the working life of Stirling refrigerator was limited. The clearance seal can achieve the effect of the seals while eliminating contact between them. Thus it eliminates wear and another source of wear in the refrigerator. But, the result of the gas leakage of clearance seal is the leakage losses and the reduction of the cooling power. The paper establishes the mathematical and physical model of the leakage of the clearance seal in Stirling refrigerator with clearance seals, and describes a set of equations of the leakage and the leakage losses of the clearance seal, to laminar flow.

Key words: Stirling refrigerator; clearance seal; leakage; leakage losses