

式(1)可知,漏冷损失 q_3 增大会导致制冷量 Q_0 减小,因而应尽量减少漏冷损失。在以下的分析中均认为漏冷损失可忽略,即假设 $q_3=0$ 。图 1 中状态 5 为饱和蒸气,状态 4 为饱和液体。

低压侧的压力取决于制冷机低压侧的阻力损失,它等于低压侧的阻力损失加上大气压,这里设其为 0.12 MPa,即状态点 1 和 5 的压力为 0.12 MPa。

对于纯液化循环,制冷量 $Q_0=0$,而对于纯制冷循环,液化率 $Z=0$ 。若已知换热器的热端温度 T_2 、热端温差 ΔT 和高压侧的压力 p_2 ,就可根据式(1)和式(2)确定制冷机的制冷量或液化器的液化率。热端温差 ΔT 又与换热器的效率 ϵ 相关。下面将以 T_2 、 p_2 、 ϵ 3 个独立参数来分析节流级的最佳工作点。

3 节流级的换热器效率

首先分析节流级换热器的效率与其热端温差的关系。节流级换热器的效率定义为^[2]

$$\epsilon = Q_{\text{actual}} / Q_{\text{max}} \tag{3}$$

式中 Q_{actual} 为换热器实际的换热量; Q_{max} 为换热器最大换热量。

$$Q_{\text{actual}} = (1-Z)(h_1 - h_5) = (h_2 - h_3) \tag{4}$$

$$Q_{\text{max}} = \min[(1-Z)(h_1' - h_2), (h_2 - h_3')] \tag{4}$$

式中 h_1' 为状态 1 温度等于 T_2 时的焓; h_3' 为状态点 3 温度等于 T_5 时的焓。于是节流级换热器的效率为

$$\epsilon = \max(\epsilon_c, \epsilon_h) \tag{5}$$

其中

$$\epsilon_c = (h_1 - h_5) / (h_1' - h_5), \epsilon_h = (h_2 - h_3) / (h_2 - h_3')$$

$$\epsilon_c = (h_1 - h_5) / (h_1' - h_5) = 1 / (1-Z) \cdot (h_2 - h_3') \cdot \epsilon_h / (h_1' - h_5)$$

图 2 示出了低压压力 $p_1=0.12$ MPa、状态 5 为饱和蒸气时的节流级换热器效率 ϵ_c 与换热器热端温差及温度的关系。换热器的热端温差取决于换热器的热端温度及换热器的效率。这里 $\Delta T = T_2 - T_1$ 。假定氮的比热容为常数,则上式可化为

$$\epsilon_i = 1 - \Delta T / (T_2 - T_5) \tag{6}$$

当 $\Delta T=0.4$ K 时,该关系为图 2 中虚线所示。在靠近临界区时,由于比热容实际变化较大,因而 ϵ_i 与实际曲线还是有比较大的差别。若取 $c_p = \Delta h / \Delta T$,则 ϵ_c 与 ϵ_i 的关系如下

$$\epsilon_c = (h_1 - h_5) / [(h_1' - h_5)] = [(h_1 - h_5) / (T_1 - T_5)] / [(h_1' - h_5) \cdot \epsilon_i / (T_1 - T_5)] \tag{7}$$

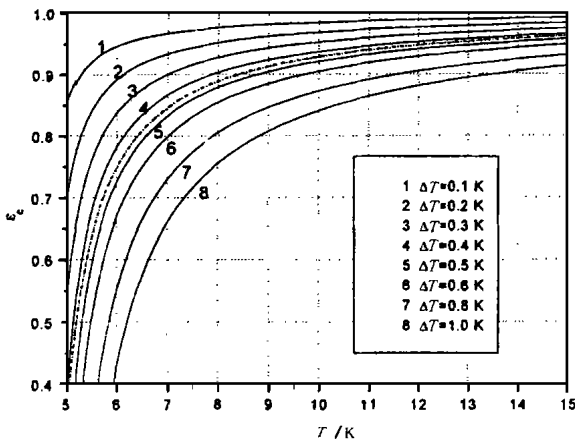


图 2 节流级换热器效率与换热器热端温差及温度的关系

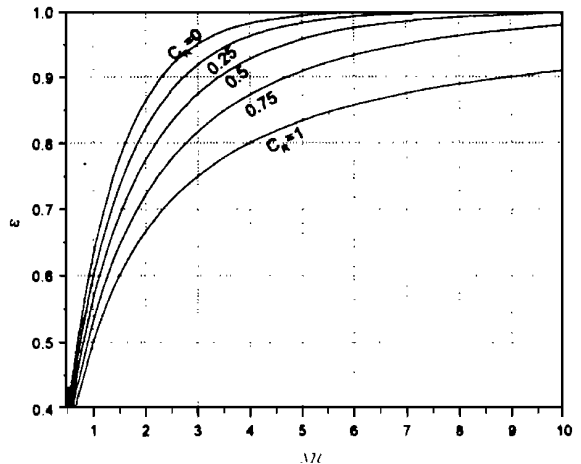


图 3 逆流换热器的 $\epsilon - NTU$ 关系图

假定氮的比热容为常数,且忽略换热器的轴向导热,逆流换热器的效率可为 NTU 和 $C_R = (\dot{m}c_p)_{\min} / (\dot{m}c_p)_{\max}$ 的函数^[3](图 3 所示)

$$\epsilon = \left\{ 1 - \exp[-NTU(1 - C_R)] \right\} / \left\{ 1 - C_R \exp[-NTU(1 - C_R)] \right\} \tag{8}$$

式中 NTU 为传热单元数, $NTU = KA / (\dot{m}c_p)_{\min}$

又

$$NTU = 1 / (1 - C_R) \ln[(1 - \epsilon C_R) / (1 - \epsilon)] \tag{9}$$

则换热器的面积 $A = NTU(\dot{m}c_p)_{\min}/K$, 它与传热单元数成正比。

当换热器面积一定时, 根据换热器的效率可对制冷机进行变工况计算。这一点在大型氮低温系统中尤为重要。

4 液化率与温度、压力、换热器效率的关系

对于节流级, 影响其制冷量或液化率的因素有三个, 分别为换热器的热端温度 T_2 、压力 p_2 、换热器的效率 ϵ 或热端温差 ΔT 。

(1) 对于纯液化模式, 制冷量 $Q_0 = 0$ 。若 $\epsilon_c \geq \epsilon_h$, 则 $\epsilon = \epsilon_c$, $h_1 = \epsilon(h_1' - h_5) + h_5$

由式(1)可得
$$Z = (h_1 - h_2) / (h_1 - h_4) = 1 - [(h_2 - h_4) / \epsilon(h_1' - h_5) + r] \quad (10)$$

气化潜热 $r = h_5 - h_4$ 。从上式可知, 换热器的效率 ϵ 越大, 液化率越高。

若 $\epsilon_c < \epsilon_h$, 则 $\epsilon = \epsilon_h$, $h_3 = h_2 - \epsilon(h_2 - h_3')$

由式(1)和式(2)可得
$$Z = (h_5 - h_3) / (h_5 - h_4) = (1/r) \cdot [h_5 - \epsilon h_3' - (1 - \epsilon)h_2] \quad (11)$$

图 4 示出了液化率 Z 与高压压力 p_2 和换热器热端温度 T_2 的关系。

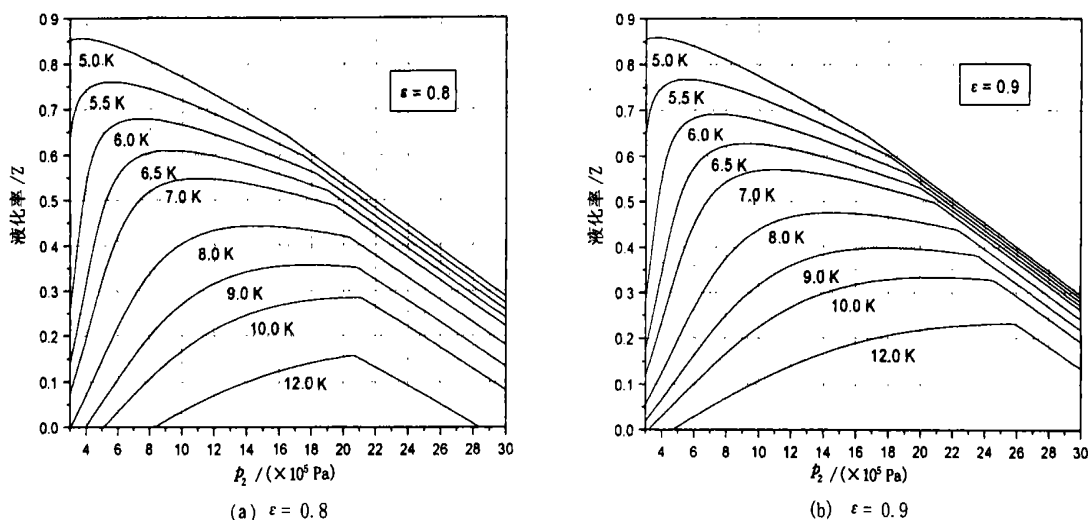


图 4 液化器节流级液化率与压力及温度的关系

(2) 对于纯制冷模式, 液化率 $Z = 0$, 末级换热器为平衡流。

$$\epsilon_c = (h_1 - h_3) / (h_1' - h_5) = (h_2 - h_3') \cdot \epsilon_h / (h_1' - h_5) \quad (12)$$

若 $h_2 - h_3' \geq h_1' - h_5$, 则 $\epsilon = \epsilon_c$ 。由式(1)得制冷量

$$Q_0 = h_1 - h_2 = \epsilon(h_1' - h_3) + h_5 - h_2 \quad (13)$$

若 $h_2 - h_3' < h_1' - h_5$, 则 $\epsilon = \epsilon_h$ 。由式(1)得制冷量

$$Q_0 = h_1 - h_2 = h_5 - h_3 = \epsilon(h_2 - h_3') + h_5 - h_2 \quad (14)$$

当 $\epsilon = 0.8$ 和 $\epsilon = 0.9$ 时, 制冷量 Q_0 与高压压力 p_2 和换热器热端温度 T_2 的关系示于图 5。

(3) 对于混合模式, 即兼有制冷量和液化率的制冷液化模式, 由于制冷量和液化率的比例不同, 也会导致不同的最佳工作点。以 $1\ 000\ \text{W}/4.4\ \text{K} + 10\ \text{g/s}$ 的制冷机为例来分析末级的最佳工作点。这里制冷量 Q_0 与液化率 Z 的比为 $10^5\ \text{W}/\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$, 即 $Z = 10^{-5} Q_0$ 。

若 $\epsilon_c \geq \epsilon_h$, 则 $\epsilon = \epsilon_c$, $h_1 = \epsilon(h_1' - h_5) + h_5$ 。由式(1)可知

$$Q_0 = (h_1 - h_2) / [1 + 10^{-5}(h_1 - h_4)] = [\epsilon(h_1' - h_5) + h_5 - h_2] \left\{ 1 + 10^{-5}[\epsilon(h_1' - h_5) + h_5 - h_4] \right\} \quad (15)$$

若 $\epsilon_c < \epsilon_h$, 则 $\epsilon = \epsilon_h$, $h_3 = h_2 - \epsilon(h_2 - h_3')$

$$Q_0 = (h_5 - h_3) / [1 + 10^{-5}(h_5 - h_4)] = [\epsilon(h_2 - h_3') + h_5 - h_2] / [1 + 10^{-5}(h_5 - h_4)] \quad (16)$$

当 $\epsilon=0.8$ 和 $\epsilon=0.9$ 时,制冷量 Q_0 与高压压力 p_2 和换热器热端温度 T_2 的关系示于图 6。

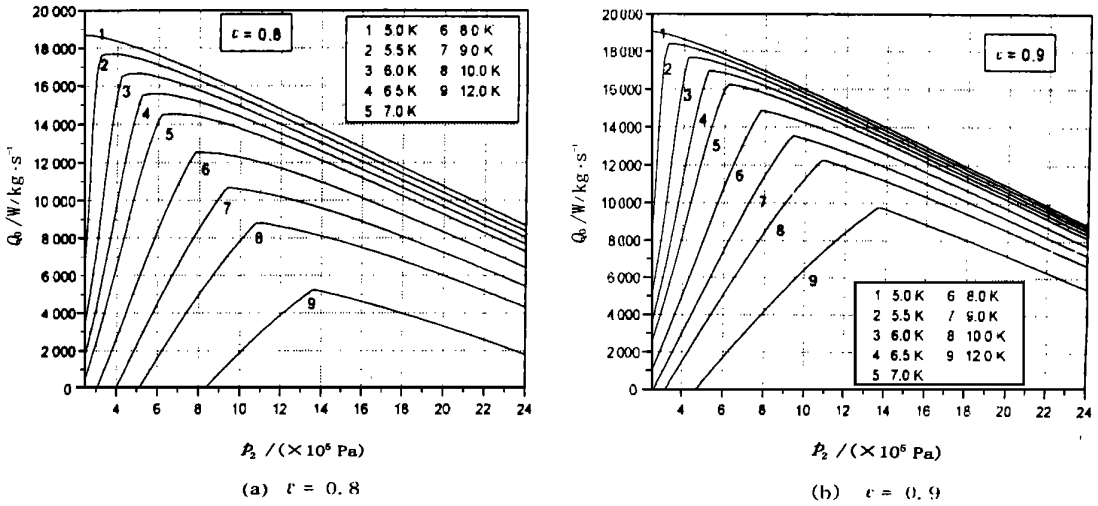


图 5 制冷机节流级制冷量与压力及温度的关系

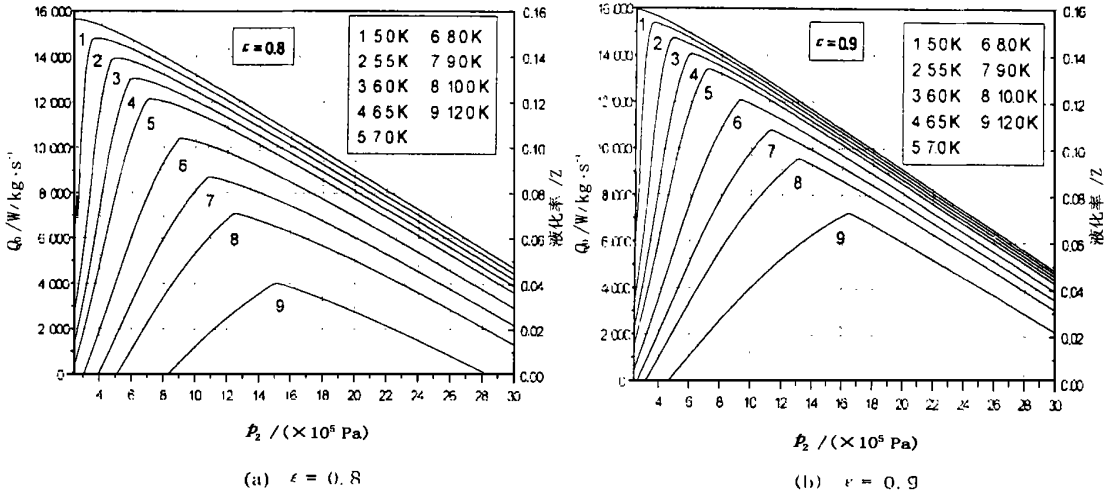


图 6 制冷机混合模式节流级制冷量与压力及温度的关系

5 结论

从图 4、图 5 和图 6 可以得出如下结论:(1)换热器的效率越高,则氦制冷机的制冷量越大或液化率越高。换热器的效率受到换热器面积的制约,不能无限制的接近于 1。换热器的效率越高则意味着换热器的温差越小。现在所能做到的板式换热器温差的最小极限约 0.2 K。对换热器的温差进行校核时要求最小温差不能低于此数值;(2)若换热器的效率保持不变,末级换热器的热端温度越低,则制冷机的制冷量越大或液化率越高。该温度取决于其它冷却级的设计;(3)对制冷或液化循环,节流前的压力并不是越高,制冷量或液化率就越大,而是对于一定的换热器效率和热端温度以及不同的节流前压力,制冷机的液化率或制冷量才存在极大值。

氦制冷机/液化器的压缩机排气的压力一般在 1.6~2.5 MPa 之间。若要使节流前的压力工作于最佳值(如对于混合模式, $\epsilon=0.9$ 和 $T_2=6.5$ K 时,节流前的最佳压力为 6×10^5 Pa),则必须使节流前的压力从压缩机的排气压力减压至最佳压力。图 7 示出了降低节流前压力的两种方法。

第一种方法是采用两个节流阀,另一种方法是在节流阀前串联一台膨胀机。第二种方法由于采用了膨胀机,通过膨胀机对外作功而制取更多的制冷量,所以其制冷效率将明显高于第一种方法。在方法二中由于膨胀机的排气压力(即节流阀前的压力)越低,膨胀机输出的功越大,制冷量或液化率也会越大,因

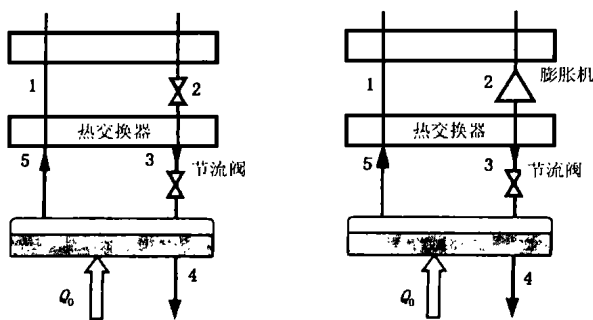


图 7 降低节流前压力的两种方法

而该压力越低越好。最好是没有节流阀而采用两台膨胀机。所以此时节流前的压力不受上面优化结果的限制,但不高于最佳压力值。

参考文献:

- [1]张祉佑,石秉山. 低温技术原理与装置[M].北京:机械工业出版社,1987.
 [2]RANDALF F, BARRON. Cryogenic System[M].England: Oxford University Press, 1985.
 [3]杨世铭. 传热学[M].北京:高等教育出版社,1987.

新书介绍

普通高等教育机电类规划教材

《制冷与低温原理》

机械工业出版社出版

为了满足全国高等学校“热能与动力工程”专业对制冷与低温方面教材的需要,浙江大学制冷与低温研究所组织编写了《制冷与低温原理》教材,并被机械工业出版社列入“九五”教材出版计划。全书根据教育部颁布的“热能与动力工程”专业业务培养目标和要求,以及淡化专业意识、拓宽基础、加强素质教育和能力培养的原则,在吸收国内外最新教学和研究成果的基础上编写而成。主要介绍从室温至接近 0K 广宽温区内的常用制冷和低温方法、原理及其应用;全书除绪论外共有六章。绪论简要介绍制冷与低温的研究内容、发展历史以及在人民生活 and 国民经济各部门中的应用;第一章简要介绍制冷与低温的热力学基础以及实现制冷与低温的常用方法;第二章介绍制冷与低温工质的热物性及其计算方法;第三章至第五章分别详细介绍制冷工程中常用的蒸气压缩制冷和吸收制冷、低温领域中的气体制冷、液化与分离原理、计算方法及其应用;第六章结合制冷与低温工程实际,介绍用热力学第二定律对实际系统进行熵分析和焓分析的方法。每一章末尾均附有思考题和习题;书末附有常用工质物性图表及单位换算等。

全书由陈光明、陈国邦教授主编,西安交通大学吴业正教授主审。

本书可作为 1998 年教育部新设大专业“热能与动力工程”本科生的教材,也可供机械、化工、建设、航天、食品、医药等领域从事制冷与低温、建筑环境与设备(暖通空调)有关系的科研、设计、生产等工作的技术人员参考。如有需要,请与浙江大学制冷与低温研究所陈光明教授联系: 邮编 310027; 电话 (0571) 7951680; 传真 (0571) 7985035;

E-mail: gmchen@cmeec-zju.edu.cn