

文章编号: 0253-4339(2012)06-0019-07

doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2012.06.019

分液冷凝器的管程理论设计及热力性能评价

陈二雄 陈颖 陈雪清

(广东工业大学材料与能源学院 广州 510006)

摘要 根据分液冷凝器强化换热思想对其管程理论设计方法进行了研究。依据质量流速和干度来判断每一流程中制冷剂的流型,并依此选取Cavallini换热模型公式的方法求其平均换热系数,同时采用Cavallini两相压降模型和Darcy-Weisbach单相压降模型分别确定冷凝区和过冷段的压降。针对一个案例计算了三种管程设计方案下冷凝器管内冷凝换热系数和端压值,并用惩罚因子PF对其综合热力性能进行了评价。计算结果表明:不同的管程设计方案中管内制冷剂的流量分配均匀性存在较大的差异,均匀性越好,其综合热力性能越优。在质量流速为1200~1500 kg/(m²·s)范围内,与同等换热面积的蛇形管冷凝器相比,其中最好的分液冷凝器的PF值减小了48.5%~54.1%,可见设计优良的分液冷凝器的综合热力性能明显优于蛇形管冷凝器。

关键词 热工学;分液冷凝器;管程理论设计;换热系数;压降;惩罚因子

中图分类号: TB61⁺1; TQ051.5

文献标识码: A

The Theoretical Design of Tube-pass and Thermodynamic Performance Evaluation of Liquid-vapor Separation Condenser

Chen Erxiong Chen Ying Chen Xueqing

(School of Material and Energy, Guangdong University of Technology, Guangzhou, 510006, China)

Abstract In order to know the heat transfer enhancement mechanism of liquid-vapor separation condenser, the theoretical design method of tube pass in the condenser was investigated. The Cavallini heat transfer model was chosen to calculate the in-tube mean heat transfer coefficient by the flow pattern estimated according to the refrigerant mass flow rate and average quality in each tube. The two-phase pressure drop model of Cavallini and the single-phase pressure drop model of Darcy-Weisbach were also applied to calculate the pressure drop of condensation zone and sub-cooling zone, respectively. In addition, a case with three schemes was designed here to evaluate the mean heat transfer coefficient and pressure drop, and its thermodynamic performance was evaluated with the Penalty Factor. The result indicated that different schemes of tube pass resulted in the variable refrigerant mass flux rate in tubes, and the more even refrigerant distribution in the condenser, the better its thermodynamic performance. The Penalty Factors of best one of three liquid-vapor separation condensers is about 48.5%~54.1% less than the serpentine condenser with the same heat transfer area at mass velocity of 1200~1500kg/(m²·s). That is to say, the thermal and dynamic characteristics of the liquid-vapor separation condensers with good design scheme are superior to the serpentine condenser at the same conditions.

Keywords Pyrology; Liquid-vapor separation condenser; Tube pass scheme; Heat transfer coefficient; Pressure drop; Penalty Factor

空冷冷凝器广泛应用于能源系统、动力工程和石油化工等行业。在制冷行业中,冷凝器作为制冷(热泵)系统的一个重要组成部件,其热力性能对制冷系统的成本与性能有重要的影响。

冷凝器的热力性能主要由传热系数和压降决定,而干度和流量是其重要影响因素。Miyara^[1]和Cavallini^[2]等人发现制冷剂管内冷凝换热系数随其质量流量和干度的增大而变大。在相同质量流速下,环状流的平均换热系数最高,其次是分层流,弹状流最小。提高环状流在总管长中的比例,可提

高冷凝器的整体换热性能。

由于流型对制冷剂管内换热性能有重要的影响,许多换热模型都是基于流型提出来的。Taitel和Dukler^[3]以及Baker^[4]最早提出了适用于水平管内绝热流动的两相流型图。Breber等人^[5]在Taitel—Dukler流型图的基础上提出新流型图。Dobson和Chato^[6]通过对工质R134a、R22以及R32和R125的近共沸混合物在三种不同管径(3.12、4.57和7.06mm)下的流型进行实验研究,发现在质量流速为150~300kg/(m²·s)时,随干度减小流型从环状

基金项目:国家自然科学基金(U0934006)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. U0934006).)

收稿日期:2012年1月18日

流逐渐过渡到波状流和弹状流；而在质量流速为500、645和784 kg/(m²·s)时，流型从雾状流逐渐过渡到环状流、波状流和弹状流。

Boissieux等人^[7]对Shah以及Dobson和Chato^[4]的关联式与实验数据进行比较，发现Dobson关联式预测值在干度小于0.7时，与实验数据吻合较好，但当干度较大时，预测值偏大，Shah关联式的总标准偏差为9.1%。Cavallini^[8-9]通过比较Shah等人在管内冷凝方面的研究成果，对纯质制冷剂R22、R134a、R125、R32、R236ea及混合制冷剂R407C和R410A，提出一个管内冷凝换热模型，模型根据不同的流型有不同的数学表达式^[10]。该模型计算结果与实验数据进行比较，大部分常用制冷剂的平均偏差均在16%以内，特别是对R22吻合程度较好，平均偏差在5%左右。

最近，彭晓峰等^[11]提出一种“中间排液、分段冷凝”的强化冷凝传热新思路，采用气液分离装置将冷凝过程中产生的冷凝液及时排走，使气体与换热管壁充分接触，在高干度下进行冷凝。同时依据等速流动均匀换热的思想，对分液后的气相空间进行重新设计，以每个换热管中流动速率和干度不变为原则，实现换热器的整体均匀换热。分液冷凝器的管程布置方式对其热力性能影响很大，因此合理的管程设计对分液冷凝器的整体换热性能非常重要。

由于在传统的换热器设计方法中管内冷凝换热系数模型适合于制冷剂质量流速不变且干度连续变化的情况。分液冷凝器中不同管程的换热管数目不同，加上管程间排液，管内工质的质量流速发生变化，各管程中制冷剂干度也同时发生不连续变化，造成原来的管内换热计算不再适用。

研究分液冷凝器的管程优化设计方法，依据分液冷凝器的强化换热思想，提出了“分管程考察流型，选取Cavallini换热模型逐程计算管内冷凝换热系数求其平均值”的方法，并由此获得优化的管程设计方案。同时采用A.Cavallini等^[13]提出的惩罚因子PF对比了各种管程设计方案的分液冷凝器与相同换热面积的蛇形管冷凝器的综合热力性能。

1 分液冷凝器和蛇形管冷凝器结构介绍

分液冷凝器是一种特殊的平行流换热器，在其两端的联箱中设置有气液分离隔板，能从流程间及时排走产生的冷凝液，提高下一流程制冷剂的进口干度，保证冷凝区内大部分流程的流型为稳定环状流，从而提高其管内冷凝换热系数。

图1和图2是这里研究的两种不同结构的冷凝器。图1所示为分液冷凝器，它分成两个区，冷凝区(包括环状流区和分层流区)和过冷区，冷凝区呈平行流设计，分为多个流程。该区的换热管均与两端的联箱相连。为了保证冷凝器的整体换热均匀，管程中管子数目依次减少。两端的联箱中装有若干带小孔的隔板，称之为分液隔板。分液隔板上小孔的直径从0.5到2mm不等。由于气液两相的密度不相同，从上一流程中冷凝下来的液体就会积聚在联箱里面，流经小孔时其速率受控，部分冷凝液体不能及时排走，积存在分液隔板上形成一层稳定的液膜，阻止制冷剂气体从这些小孔中直接进入下面空间，气体发生偏转流入下一流程继续冷凝，这样每个流程的制冷剂入口干度均可大大提高，理想情形入口干度可接近于1。图2所示是常用于空调制冷系统的普通蛇形管翅式冷凝器，把它作为一个与分液冷凝器热力性能进行比较的基准冷凝器。它采用常规的双管程设计，制冷剂在进入冷凝器后分成两个等长的流路，每个流路相当于一根长长的换热管，中间用U型弯头连接，两个管程的换热管数目相同，长度为1m。制冷剂在两个流路的末端汇合到一起，进入过冷区，过冷区的长度为3m。

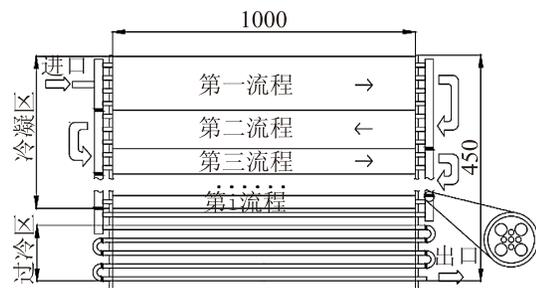


图1 分液冷凝器结构示意图

Fig.1 The schematic of the liquid-vapor separation condenser

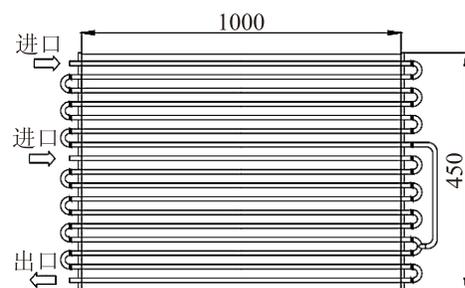


图2 普通蛇形管冷凝器结构示意图

Fig.2 The schematic of the serpentine condenser

2 分液冷凝器的管程理论设计方法

2.1 总的设计思路

依据分液冷凝器强化换热的思想，采用“分

管程考察流型，选取经典Cavallini换热模型逐程计算，求其平均管内冷凝换热系数”的方法来设计分液冷凝器的管程分配方案。

在尽量保证冷凝区为环状流的前提下，依次选取每一管程的管子数目，并合理选择每一管程的出口干度进行迭代计算。根据Cavallini模型的流型判定准则，即使在高流速下出口干度值也要大于0.136才能保证为环状流。故程序要求首次干度设定值为大于0.5，为了保证各流程的换热均匀，管子数目应随管程数的增加而逐渐减少。

从流型判定准则可知，当制冷剂单管流量低于173.65kg/(m²·s)或者干度低于0.136时，流型变为分层流，当出现管程进口干度或者流量达到此界限时，采用Cavallini分层流换热系数计算关联式计算换热系数；当制冷剂干度变为零时进入过冷区，过冷区采用蛇形管布置方法，换热系数计算采用Dittus-Boelter单相区传热系数计算关联式。该段换热管长度决定了冷凝器制冷剂过冷度的大小。

2.2 分液冷凝器设计流程图

分液冷凝器设计程序框图如图3所示。主要可以分为三部分：环状流区、过渡区和分层流区以及过冷区。

2.2.1 环状流区设计

环状流区主要根据设计要求保证流型为环状流，由于出口干度未知，故管内冷凝换热系数要进行迭代计算。

环状流区的管内冷凝换热系数的计算采用Cavallini环状流冷凝换热模型^[1]：

$$\alpha_{an} = \rho_L c_{pL} \left(\frac{(dp/dz)_f d}{4\rho_L} \right)^{0.5} / T^+ \quad (1)$$

$$T^+ = 5 \{ Pr_L + \ln(1 + 5Pr_L) + 0.495 \ln(0.0504 Re_L^{7/8} / 30) \} \quad (2)$$

$$Re_L = G(1 - \chi)d / \mu_L \quad (3)$$

冷凝区内制冷剂流动状态均为环状流。环状流区出口干度的判别可由文献[5]提供的流型判别式进行判断，其判别方法如下：

当无量纲蒸汽速度 $J_G < 2.5$ 且Martinelli数 $X_u < 1.6$ 时，制冷剂在管内冷凝时的流型由环状流进入过渡区以及分层流，此时换热系数应采用Cavallini分层流换热模型进行计算。 J_G 和 X_u 计算式如下所示：

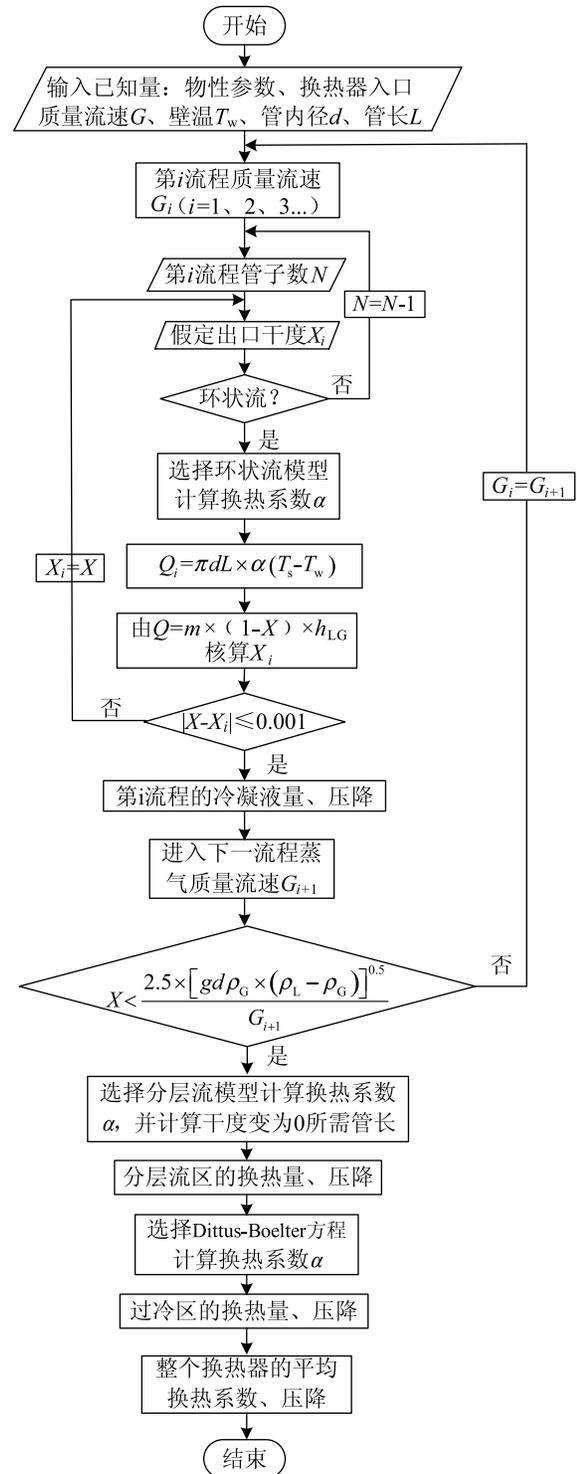


图3 分液冷凝器设计程序框图

Fig.3 The designed flow diagram of liquid-vapor separation condenser

$$J_G = \chi G / [gd\rho_G(\rho_L - \rho_G)]^{0.5} \quad (4)$$

$$X_u = (\mu_L / \mu_G)^{0.1} (\rho_G / \rho_L)^{0.5} [(1 - \chi) / \chi]^{0.9} \quad (5)$$

2.2.2 过渡区和分层流区设计

过渡区和分层流区的换热系数采用Cavallini过

渡区及分层流换热模型^[2]:

$$\alpha = \alpha_{\text{an-st}} = (\alpha_{\text{an, JG}=2.5} - \alpha_{\text{st}})(J_G / 2.5) + \alpha_{\text{st}} \quad (6)$$

$$G_{\text{JG}=2.5} = 2.5 [gd\rho_G(\rho_L - \rho_G)]^{0.5} / \chi \quad (7)$$

$$J_G = \chi G / [gd\rho_G(\rho_L - \rho_G)]^{0.5} \quad (8)$$

$$\alpha_{\text{st}} = 0.725 \left\{ 1 + 0.82 \left[(1 - \chi) / \chi \right]^{0.268} \right\}^{-1} \times [\lambda_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_G) gh_{\text{GL}} / (\mu_L d \Delta T)]^{0.25} + \alpha_G \quad (9)$$

$$\alpha_G = 0.023 (\lambda_L / d) Re_{\text{LO}}^{0.8} Pr_{\text{L}}^{0.4} (1 - \chi)^{0.8} \times [\arccos(2\varepsilon - 1)] / \pi \quad (10)$$

$\alpha_{\text{an, JG}=2.5}$ 表示的是在质量流速为 $G_{\text{JG}=2.5}$ 时, 由Cavallini环状流冷凝换热模型计算的换热系数。得到过渡区和分层流区的平均换热系数后, 计算要达到出口干度为0所需要的管长, 由传热温差和换热系数就可以得到过渡区和分层流区总的换热量。制冷剂从联箱最后一个流程出来后进入联箱底部, 并与联箱内部的冷凝液体混合, 到达联箱出口。

制冷剂在联箱出口的干度可由下式计算:

$$\chi_{\text{st}} = \frac{m_G}{m_1 + m_3 + m_5 + \dots + m_G} \quad (11)$$

式中: m_G 为从联箱出来后剩余蒸汽的质量流量; m_1 、 m_3 、 m_5 分别代表第1、3、5流程冷凝液的质量。

2.2.3 过冷区设计

制冷剂在过冷区为纯液相, 使用的换热系数计算关联式是Dittus-Boelter方程, 其形式为:

$$\alpha = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{\lambda}{d} \right) \quad (12)$$

2.3 平均换热系数

在分别得到了环状流区、过渡区和分层流区以及过冷区的平均换热系数后, 乘以每一个区的管内换热面积和传热温差就得到该区的换热量, 加起来就是整个换热器的总换热量。换热器的平均换热系数可由总换热量除以总换热面积计算, 定义式为:

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \dots + \alpha_i F_i + \alpha_{\text{st}} F_{\text{st}} + \alpha_{\text{sub}} F_{\text{sub}}}{F} \quad (13)$$

式中: α_i 和 F_i 表示的是第 i 流程的换热系数和换热面积; α_{st} 和 F_{st} 、 α_{sub} 和 F_{sub} 分别代表分层流区和过冷区的换热系数和换热面积。

2.4 管内压降计算

由于换热管是水平放置且流速变化不大, 因此在制冷剂管内冷凝压降计算过程中我们忽略重力压降和加速压降, 只考虑摩擦压降, 环状流区制冷剂摩擦压力梯度可由以下关联式计算:

$$(dp/dz)_f = \Phi_{\text{LO}}^2 f_{\text{LO}} G^2 / (d\rho_L) \quad (14)$$

$$\Phi_{\text{LO}}^2 = E + (1.262 FH) / (We^{0.1458}) \quad (15)$$

$$E = (1 - \chi)^2 + \chi^2 (\rho_L f_{\text{GO}}) / (\rho_G f_{\text{LO}}) \quad (16)$$

$$F = \chi^{0.6978} \quad (17)$$

$$We = G^2 d / (\rho_G \sigma) \quad (18)$$

$$H = (\rho_L / \rho_G)^{0.3278} (\mu_G / \mu_L)^{-1.181} (1 - \mu_G / \mu_L)^{3.477} \quad (19)$$

$$Gd / \mu_G > 2000$$

$$f_{\text{LO}} = 0.046 [Gd / \mu_L]^{-0.2} \quad (20a)$$

$$f_{\text{GO}} = 0.046 [Gd / \mu_G]^{-0.2} \quad (20b)$$

$$Gd / \mu_G \leq 2000$$

$$f_{\text{LO}} = 16 / [Gd / \mu_L] \quad (21a)$$

$$f_{\text{GO}} = 16 / [Gd / \mu_G] \quad (21b)$$

过渡区和分层流区压降公式可采用文献[12]中推荐的压降计算关联式进行计算。

单相区的压降则可以通过Darcy-Weisbach方程得到。

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) \quad (22)$$

3 分液冷凝器管程设计案例

3.1 设计条件

1) 制冷剂采用R22, 在冷凝器的入口为50℃的饱和蒸汽, 质量流速为1200~1500kg/(m²·s)。

2) 假设制冷剂在各管程的管内冷凝换热过程中饱和温度不随时间发生改变, 即制冷剂物性不随时间而改变。

3) 制冷剂在每个集管内流量分配均匀, 即相同流程里每根换热管的制冷剂质量流速相等, 且压力和温度分布相同。

4) 假定每一流程的分液效果良好, 全部液体通过分液隔板滴落到联箱下部, 使每一流程的制冷剂入口干度都为1。

5) 换热管为光管, 内径为0.0063m, 管长为1m, 管子数目为19根, 管内壁面平均温度在制冷剂冷凝换热的过程中保持不变, 为45℃。

3.2 设计结果

依据空调用冷凝器的设计要求，对分液冷凝器的管程进行设计，得到了4-3-2-2-1、4-3-2-1-1以及5-4-3-2-1这三种具有代表性的管程设计方案。

3.2.1 流量均匀性比较

通过对以上的数学模型进行编程计算，得到分液冷凝器在换热器入口质量流速为 $1350\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ ，联箱段流程分布为4-3-2-2-1、4-3-2-1-1以及5-4-3-2-1三种不同管程结构的分液冷凝器的流量均匀性如图4所示。

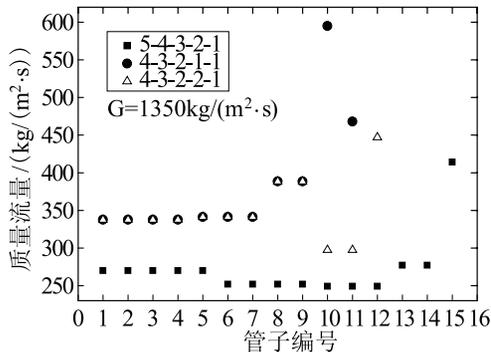


图4 三种管程结构下不同流程的单管流量的比较

Fig.4 The mass flux in a tube of different tube pass of three structures

图4表示在换热器入口质量流速为 $1350\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 时，三种不同管程设计方案的分液冷凝器在冷凝区所有换热管的质量流量的比较。从图中可以看出，当分液冷凝器冷凝区的管程结构为5-4-3-2-1时，冷凝区有15根换热管，前4个流程的单管流量大致相当，与这4个流程平均流量的偏差在 $-4.9\%\sim 5.7\%$ 以内，第5流程（即第15根换热管）的单管流量要比前4个管程的平均流量大58.1%，由于前4个管程的管子数量为14根，占整个冷凝区换热面积的93.3%，可见该冷凝器的整体流量分配均匀。该设计方案中过冷区长度为0.31m，过冷度是 1.4°C ；当分液冷凝器冷凝区的管程结构为4-3-2-1-1时，冷凝区仅有11根管子，其前3个流程的9根换热管的单管流量与这三个流程平均流量的偏差在 $-5.1\%\sim 9.2\%$ 以内，流量分配较为均匀，占整个冷凝区换热面积的81.8%，第四和第五流程的两根换热管的流量分别要比前3个管程的平均流量大67.2%和31.5%。过冷段长度为3.87m，过冷度可达到 17.5°C ；而当分液冷凝器冷凝区的管程结构为4-3-2-2-1时，冷凝区有12根管子，其前4个流程的11根换热管的单管流量与这四个流程平均流量的偏差在 $-12.8\%\sim 13.8\%$ 以内，第五流程的单管流量要

比前4个管程的平均流量大31%，前4个管程的管子数量为11根，占整个冷凝区换热面积的91.6%。过冷段长度为3.04m，过冷度为 13.7°C 。

由以上数据可以看出，在分液冷凝器的冷凝区中，5-4-3-2-1管程分布形式的分液冷凝器不同流程的流量偏差值最小，由此可以说明在换热器入口质量流速为 $1350\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 时，在这三种管程结构中，5-4-3-2-1管程分布形式的分液冷凝器具有更好的流量均匀性。

3.2.2 分液冷凝器与蛇形管冷凝器热力性能的比较

为了更好地说明分液冷凝器的热力性能，选取目前使用最广泛的蛇形管冷凝器与分液冷凝器进行热力性能比较。蛇形管冷凝器第一个流路为冷凝段，出口干度定为0，按流量与平均干度大小判断流型，选择Cavallini模型计算其换热系数；第二流程为过冷段，换热系数计算方法与分液冷凝器过冷段相同。两种冷凝器的管内压力降均采用相同的压降模型进行计算。计算结果如下所示。

图5所表示的是三种分液冷凝器管程设计方案与蛇形管冷凝器在R22的饱和温度为 50°C ，质量流速范围为 $1200\sim 1500\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 时平均换热系数的比较。从图中可以看出，并不是所有的分液冷凝器的平均换热系数都比蛇形管冷凝器高，管程分布为5-4-3-2-1的分液冷凝器在质量流速为 $1200\sim 1500\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 范围内，分液冷凝器的平均换热系数比蛇形管换热器小2.5%~2.8%。而管程分布为4-3-2-1-1和4-3-2-2-1的两种分液冷凝器在相同质量流速变化范围内，管内冷凝平均换热系数分别要比蛇形管冷凝器高11.5%~11.8%和8.2%~8.4%。由此可以看出，分液冷凝器的管程分配形式对其换热性能有重要影响。

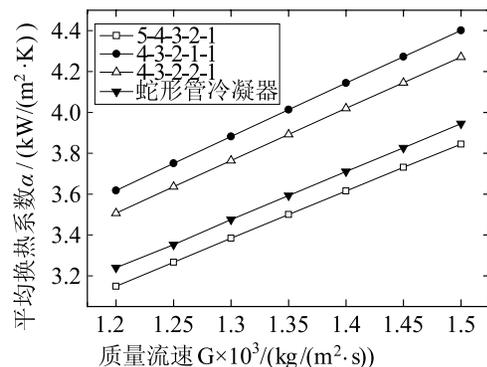


图5 分液冷凝器与蛇形管冷凝器管内平均换热系数的比较
Fig.5 Comparison of the mean heat transfer coefficient of the liquid-vapor separation condensers with the serpentine condenser

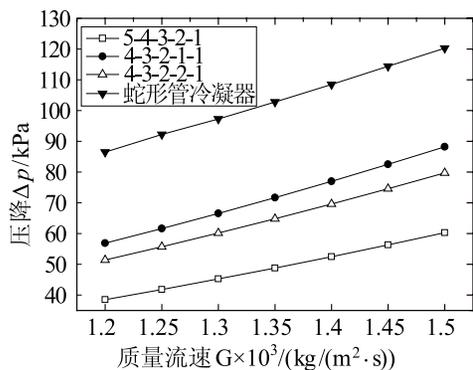


图6 分液冷凝器与蛇形管冷凝器管内冷凝压降值的比较
Fig.6 Comparison of the in-tube pressure drop between the liquid-vapor separation condensers with the serpentine condenser

图6所表示的是三种不同管程结构的分液冷凝器与蛇形管冷凝器在R22的饱和温度为50℃, 质量流速范围是1200~1500 kg/(m²·s)时压降值的比较。从图中可以看出, 这三种管程设计方案的分液冷凝器的压降值都要比蛇形管冷凝器的小, 最小压降的是管程结构为5-4-3-2-1的分液冷凝器, 在质量流速为1200~1500kg/(m²·s)变化范围内, 其压降值只有蛇形管冷凝器的44%~50%。在这三种管程结构的分液冷凝器中压降值最大的是管程结构为4-3-2-1-1的分液冷凝器, 是蛇形管冷凝器压降值的65.8%~73.3%; 而管程结构为4-3-2-2-1的分液冷凝器的压降值是蛇形管冷凝器的59.5%~66.2%。因此可以看出, 采用多管程设计的分液冷凝器可有效地降低制冷剂在换热器管内的压降。这是因为在分液冷凝器的管程数增多, 制冷剂在单根换热管里的质量流量要比蛇形管冷凝器小, 使得压降值减小, 加上管程间气液分离的作用, 减少了进入下一流程的制冷剂, 压降进一步减小。

3.2.3 分液冷凝器热力性能的评价

为了能够全面地评价分液冷凝器与普通蛇形管冷凝器的热力性能, 根据A.Cavallini^[10]提出的惩罚因子PF (Penalty Factor)来综合评价制冷剂在管内冷凝换热过程中的热力性能。

$$PF = DT_{sr} \cdot DT_{dr} = \frac{G \cdot d \cdot T_s}{4 \cdot \alpha} \left(\frac{1}{\rho_G} - \frac{1}{\rho_L} \right) \frac{dp_f}{dz} \quad (23)$$

PF主要由两部分组成, 第一部分是制冷剂在管内冷凝过程中由于摩擦压降造成的饱和温度降 DT_{sr} , 另一部分是由于饱和温度下降, 造成的制冷剂饱和温度与壁温的差值 DT_{dr} 发生改变。PF值越小, 则表示该换热器综合热力性能越好。

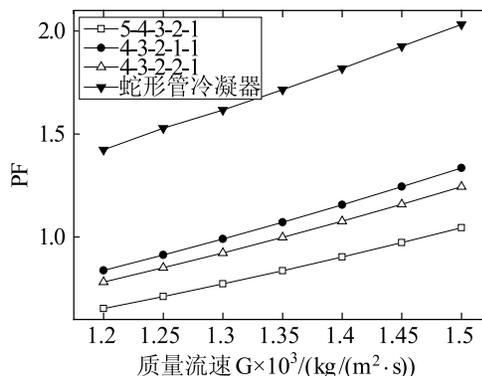


图7 分液冷凝器与蛇形管冷凝器的PF值比较
Fig.7 Influence of the PF of the liquid-vapor separation condenser and serpentine condenser to mass velocity

由图7可以看出, 在相同的质量流速下, 三种管程设计方案的分液冷凝器的PF值均比蛇形管冷凝器小。在质量流速为1200~1500kg/(m²·s)变化范围内, 管程分布为5-4-3-2-1的分液冷凝器的PF值最小, 比蛇形管冷凝器小48.5%~54.1%; 管程分布为4-3-2-1-1的分液冷凝器的PF值在这三种管程结构的分液冷凝器中最大, 也比蛇形管冷凝器PF值小34.3%~41.1%; 而管程分布为4-3-2-2-1的分液冷凝器的PF值比蛇形管冷凝器小38.8%~45.1%。

分液冷凝器在设计要求下, 其综合热力性能要比蛇形管冷凝器好。随着质量流速的增加, 分液冷凝器和蛇形管冷凝器的PF值都增大, 即其热力性能随制冷剂质量流速的增大而变差。这是因为随着制冷剂质量流速的增大, 压缩机功耗增大, 抵消了由平均冷凝换热系数增加带来的收益。

4 结论

1) 针对一种新型的换热器——分液冷凝器, 提出依流型分管程设计的方法, 通过编程计算, 得到三种不同管程布置的分液冷凝器管内冷凝平均换热系数和压降值。

2) 不同管程布置方式对分液冷凝器的热力性能有较大的影响, 在设计工况下, 管程结构为5-4-3-2-1的分液冷凝器在冷凝区的流量均匀性最好, PF值最小, 其综合热力性能最优。

3) 在算例中, 三种分液冷凝器的惩罚因子PF值均明显小于同等换热面积的蛇形管冷凝器, 这表明设计优良的分液冷凝器的综合热力性能优于蛇形管冷凝器。

符号说明:

G 质量流速, kg/(m²·s); m 质量流量, kg/s; d 内径, m; L 管长, m; F 管内换热面积, m²; X 干度; c_{pL} 定压

比热容, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; ρ 密度, kg/m^3 ; α 换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$; g 重力加速度, m/s^2 ; λ 导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; h_{LG} 相变潜热, J/kg ; ΔT 制冷剂饱和温度与壁温的差值, K ; ε 空隙率; f 摩擦系数; V 流速, m/s ; PF 惩罚因子; T 温度, $^{\circ}\text{C}$;

下标: L 液态; G 气态; an 环状流; st 分层流; sub 过冷区; i 第i流程; w 管壁; s 饱和状态。

本文受广州经济技术开发区科技计划项目(2011Q-P046)资助。(The project was supported by the Science and Technology Planning Project of Guang Zhou Technical Economic Development Area (No.2011Q-P046).)

参考文献

- [1] Miyara A, Nonaka K, Taniguchi M. Condensation heat transfer and flow pattern inside a herringbone-type microfin tube[J]. Int.J. Refrigeration, 2000, 23 (2): 141-152.
- [2] Cavallini A, Del Col D, Mancin S, et al. Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: A new computational procedure[J]. Int. J. Refrigeration, 2009, 32 (1): 162-174.
- [3] Y Taitel, A E Dukler. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow[J]. AIChE J., 1976, 22 (2):43-55.
- [4] O Baker. Design of pipelines for simultaneous flow of oil and gas [J]. Oil Gas,1954, 53 (12):186-195.
- [5] Breber G, J Palen, J Taborek. Prediction of horizontal tube-side condensation of pure components using flow regime criteria[J]. Heat Transfer, 1980, 102 (3): 471-476.
- [6] M K Dobson, J C Chato. Condensation in smooth horizontal tubes[J]. Heat Transfer, 1998, 120: 193-213.
- [7] X Boissieux, M R Heikal, R A Johns. Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part II: condensation[J]. Int. J. of Refrig., 2000, 23 (5):345-352.
- [8] Cavallini A, Censi G, Del Col D, et al. Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes—a review of recent research[J]. Int J Refrig., 2003, 26 (4):

373-392.

- [9] Cavallini A, Censi G, Del Col D, et al. In-tube condensation of halogenated refrigerants [J]. ASHRAE Transactions, 2002, 108 (1):146-161
- [10] 王方, 连之伟, 范晓伟, 等. 纯工质水平管内冷凝换热研究进展[J]. 制冷学报, 2011,32 (3): 20-28. (Wang Fang, Lian Zhiwei, Fan Xiaowei, et al. A Review on Condensation of Pure Refrigerants Inside Horizontal Tubes[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32 (2):20-28.)
- [11] 彭晓峰, 吴迪, 张扬. 高性能冷凝器技术原理与实践 [J]. 化工进展, 2007, 26 (1): 97-04. (Peng Xiaofeng, Wu Di, Zhang Yang. Applications and principle of high performances condensers[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2007, 26 (1):97-04.)
- [12] Yi-Yie Yan, Hsiang-Chao Lio, Tsing-Fa Lin. Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger[J]. Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42 (6):993- 1006.
- [13] Cavallini A, Steven Brown J, Del Col D, et al. In-tube condensation performance of refrigerants considering penalization terms (exergy losses) for heat transfer and pressure drop[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53 (13-14):2885 -2896.

通讯作者简介

陈颖, 女(1969-), 教授, 广东工业大学材料与能源学院, (020)39322581, E-mail: chenying@gdut.edu.cn. 研究方向: 制冷空调强化传热技术的研究。现在进行的研究项目有: 国家自然科学基金项目—分液式冷凝器的关键基础与技术基础原理探讨等。

About the corresponding author

Chen Ying (1969-), female, professor, Faculty of Material and Energy, Guangdong University of Technology, (020) 39322581, E-mail: chenying@gdut.edu.cn. Research fields: heat transfer enhancement in cooling applications. The author takes on project supported by the Natural Science Foundation of Science: Key principles of technologies of the Liquid-vapor Separation Condenser.