

深冷技术

CRYOGENIC TECHNOLOGY

2008 第6辑
设计制造

四川空分设备（集团）有限责任公司

为新奥新能提供的 $2 \times 45000\text{m}^3/\text{h}$ 空分设备

地 址：四川省简阳市建设中路 239 号

邮 编：641400

传 真：0832-7016546

电 话：0832-3186011

网 址：www.saspg.com

邮 箱：jtgl@saspg.com



杭州出版社

深冷技术

设计制造

图书在版编目 (CIP) 数据

深冷技术: 设计制造/边瑾主编. —杭州: 杭州出版社, 2008.11

ISBN 978-7-80758-146-8

I. 深... II. 边... III. ①深度冷冻—技术②深度冷冻—设备—设计③深度冷冻—设备—生产工艺

IV. TB66

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2008) 第 162901 号

审 定: 朱朔元

主 编: 边 瑾

责任编辑: 金丽群

英文编辑: 金 滔

电话: (0571) 85372522

(0571) 85869235

电子邮箱: slbjb@263.net

网址: snji.chinajournal.net.cn

传真: (0571) 85372442

出版: 杭州出版社

杭州市曙光路 133 号

(邮编: 310007)

制版: 杭州浙大同心教育彩印有限公司

印刷: 杭州浙大同心教育彩印有限公司

开本: 889×1194 1/16

印张: 4

版次: 2008 年 11 月第 1 版

第 1 次印刷

广告许可证号: 330100400106

ISBN 978-7-80758-146-8

定价: 12.00 元

目 录

设计制造

- 板式换热器翅片效率等问题的探讨..... 阎振贵 (1)
- 内压缩流程空分设备所需高压液空量的估算..... 孙全海 (11)
- 开封空分大中型内压缩流程空分设备的研发..... 刘景武, 马源 (16)
- 空分设备使用填料下塔和筛板下塔的探讨..... 沈浩, 李耀 (20)
- 强制通风液化天然气汽化器的研制..... 王明富 (23)
- 摩擦鼓风损失对透平膨胀机性能的影响..... 朱之德 (27)
- 大型空分设备界区噪声控制与治理..... 周鑫宝 (30)

安装运转

- 外压缩流程空分设备冷开车过程中透平膨胀机的操作体会..... 王建国 (36)
- 几种微量氧分析仪在空分设备中的应用..... 姜春涛 (38)

挖潜改进

- 7500m³/h 空分设备全精馏无氢制氩系统改造..... 崔新亭, 邹皓 (41)
- DA200-61 型空压机改造前后效果比较及存在的问题..... 朱斌 (45)
- 解决输氧管路冻堵的技术改造..... 杨玉香 (48)

故障处理

- 氧气管道放散管底部开裂和氧气阀门泄漏的处理..... 杨秉彪 (50)
- 液氩泵机械故障分析..... 盛强, 丁盛 (53)
- KDN-3000 型制氮设备主换热器堵塞分析及处理..... 刘威, 刘继东 (56)
- 净化空气中二氧化碳含量两次超标的原因分析与处理..... 杨春林, 袁建中 (59)

行业信息

- 气体分离设备行业 2008 年上半年经济运行情况 (10) 杭氧入围 2007 年中国机械工业百强企业 (10) 川空 2008 年上半年生产全面实现“双过半” (15)
- 中集集团斥资海外收购以实现气体业务全球化 (19) 《现代小型空分操作与安全答疑》2007 年 6 月正式出版 (22) 梅塞尔再次进军德国气体市场 (26)
- 开封空分签订两套 60000m³/h 空分设备供货合同 (29) 莱钢 60000m³/h 空分设备项目正式签约 (29) 抚顺将建世界级装备制造基地 (35) 自主液化天然气冷能空分技术获国家专利 (35) 中国工业气体高峰论坛在武钢召开 (37) 世界最大变压吸附制氢装置建成 (44) 国内第一台 60000m³/h 等级氧气透平压缩机开车成功 (47) 河北省将组建河北钢铁集团 (49) 新型大口径高精度低温泵通过验收 (52) 大连液化天然气项目开工建设 (52)
- 《深冷技术》征稿启事 (55) 《现代空分设备技术与操作原理》2005 年 8 月正式出版 (58) 欢迎订阅 2009 年《深冷技术》 (61) 《深冷技术》世纪光盘出版 (62) 广告索引 (62)

Contents

Discussion on the fin efficiency of plate-fin heat exchanger	Yan Zhen-gui (1)
Estimation of high-pressure liquid air amount required for an air separation unit with internal compression process	Sun Quan-hai (11)
Research and development of large and medium scale air separation units with internal compression process at Kaifeng Air Separation	Liu Jing-wu, Ma Yuan (16)
Comparison of packed and sieve-plate lower columns in air separation unit	Shen Hao, Li Yao (20)
Development of LNG vaporizer with forced ventilation	Wang Ming-fu (23)
Influence of rubbing losses on the performance of turbo expander	Zhu Zhi-de (27)
Control and management of boundary region noise in large scale air separation unit	Zhou Xin-bao (30)
Operation experience of turbo expander during cold start-up of air separation unit with external compression process	Wang Jian-guo (36)
Application of trace oxygen analyzers in air separation unit	Jiang Chun-tao (38)
Modification of complete-distillation hydrogen free argon producing system in a 7500m ³ /h air separation unit	Cui Xin-ting, Zou Hao (41)
Performance comparison of a DA200-61 type air compressor before/after modification and problems in modified system	Zhu Bin (45)
Technical modification aiming to eliminate freezing blockage in oxygen pipeline	Yang Yu-xiang (48)
Treatment of oxygen valve leakage and discharge valve bottom fracture of oxygen pipeline	Yang Bing-biao (50)
Mechanical fault analysis of liquid argon pump	Sheng Qiang, Ding Sheng (53)
Analysis and treatment of main heat exchanger blockage in a KDN-3000 type nitrogen producing plant	Liu wei, Liu Ji-dong (56)
Cause analysis and treatment of two over-standard faults of carbon dioxide content in purified air	Yang Chun-lin, Yuan Jian-zhong (59)

板翅式换热器翅片效率等问题的探讨

阎 振 贵

[杭州杭氧股份有限公司石化装备部 (退休), 杭州市东新路 388 号 310004]

摘要: 现有文献中提到的以及实际使用的板翅式换热器设计方法中, 在板翅式换热器的翅片效率等若干参数的计算方面, 存在一些值得探讨的问题。为了不断提高板翅式换热器的设计精确度, 指出原有设计方法存在的问题, 并结合例题提出新的设计方法。

关键词: 板翅式换热器; 翅片效率; 热力计算

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A

Discussion on the fin efficiency of plate-fin heat exchanger

Yan Zhen-gui

[Petrochemical Equipment Division, Hangzhou Hangyang Stock Co., Ltd. (retired), 388 Dongxin Road, Hangzhou 310004, P. R. China]

Abstract: The calculation methods of parameters of plate-fin heat exchanger (say the fin efficiency) presented in the existing literatures and adopted in practical design involve some problems needing to be further discussed. After pointing out the problems of previous design methods, a new design method is proposed for improving the design accuracy of plate-fin heat exchanger.

Keywords: Plate-fin heat exchanger; Fin efficiency; Thermodynamic calculation

符号说明:

A ——总表面积, m^2 ;

A_f ——翅片表面积, m^2 ;

A_1 ——一次换热面积, m^2 ;

A_2 ——二次换热面积, m^2 ;

a_s ——1m 宽 1m 长翅片的换热面, m^2/m^2 ;

h ——翅片高度, m;

K ——传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;

L ——传导距离, m;

N ——流体层数;

n ——流体股数;

P ——翅片节距, m;

Q ——热负荷, kJ/h ;

W_i ——通道有效宽度, m;

th ——双曲正切函数;

cth ——双曲余切函数;

KA (hA) ——热导, W/K ;

MTD ——传热温差, K ;

α ——表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;

λ ——金属导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$;

δ ——翅片材料厚度, m;

φ ——传导距离系数;

θ ——翅片温度, K ;

η_o ——传热表面效率;

η_f ——翅片表面效率;

η_b ——一次表面按二次表面处理后的表面效率;

脚注: h ——热流体;

c ——冷流体;

i ——热流体股数序号;

j ——冷流体股数序号;

收稿日期: 2008-02-01; 修回日期: 2008-09-27

作者简介: 阎振贵 (1938—), 男, 教授级高级工程师, 原杭氧换热器厂总工程师, 长期从事板翅式换热器的开发和设计工作。

hi——每层热流体；
cj——每层冷流体；
g、j——热流体、冷流体的编码。

在板翅式换热器的设计中，翅片效率和传热表面效率的计算，是热力计算时必须进行的工作。而计算时采用的方法和公式，大多是由文献中得到的。但这些文献在研究翅片效率的计算方法时，往往是以两股冷热流体换热为依据进行推导，而且在换热表面效率的推导中，忽略了一些微小的误差。由于现在板翅式换热器的使用范围越来越广，使用条件也越来越复杂，翅片的传热条件与两股流时的条件有很大区别。因而在计算翅片效率、传热表面效率和多股流的每一股流体的传热系数等参数时，如果仍然采用文献中的方法而不作任何修正，会导致计算结果有较大的误差。

本文的主要目的是探讨和提出问题，改进现用的设计方法，以提高板翅式换热器的设计精确度。

1 文献中介绍的计算公式

(1) 在文献 [1] 中，计算换热表面效率的公式，作者直接应用了 K.A.Gardiner 推导的公式^[2]。作者认为使用在等截面直肋片的导热关系式中时，文献 [2] 介绍的公式就足够精确。

传热表面效率的计算公式：

$$\eta_o = 1 - A_f/A (1 - \eta_f) \quad (1)$$

翅片表面效率的计算公式：

$$\eta_f = \text{th}(mL) / mL \quad (2)$$

式中： $m = (2\alpha/\lambda\delta)^{0.5}$ 。

作者认为：当肋片从一个壁面延伸到另一个壁面时，有效肋长（传导距离） L 为壁间距的一半。并没有提到复叠布置（即 1:2 的通道布置）时两个效率如何计算，也没有提到多股流的传热系数计算方法。

(2) 在文献 [3] 中，单叠布置（即 1:1 的通道布置）时的结构使用的两个表面效率公式和公式 (1)、(2) 一样，而传导距离 L 为翅片高度的一半。在 1:2 的通道布置中成双的两个通道的有效传热面积的计算公式为：

$$A\eta_o = 0.5A_1 + A_2\eta_f + 0.5A_1\eta_b \quad (3)$$

其中复叠的两个通道只有一半的隔板表面作为一次表面，而另一半应作为二次传热表面，其效率 η_b 的计算公式为：

$$\eta_b = 1/\text{cth}(mL) \quad (4)$$

而 $A_2\eta_f$ 中的 η_f 仍按单叠布置时的结构使用的翅片效率公式计算，只是翅片传导距离 L 应取为翅片高度 h 。

在“多股流换热器传热计算数学模型”一节中，介绍了翅片传导距离的修正公式和热导 KA 的计算公式。对传导距离的修正是基于冷气流与对应的按热负荷比例分配的热气流传热面积之间关联所作出的修正，而仍以综合后相当两股流的热导 KA 为基础来确定换热器长度。也没有提到关于多股热流体和多股冷流体的热导 KA 的计算方法。

$$1/KA = 1/(KA)_{\text{热}} + 1/(KA)_{\text{冷}}$$

式中： $(KA)_{\text{冷}}$ 是所有冷流体的热导和。

(3) 在文献 [4] 中，也仅仅提到了和文献 [1] 中内容一样的两个表面效率计算公式，没有介绍其他相关内容。

(4) 在文献 [5]、[6] 中，都把翅片的效率和等截面纵翅管的效率等同，因而推导的公式也和前面文献介绍的一样，也没有提及 1:2 的通道布置时两个表面效率及相关计算问题。但它们都介绍了沿流体流动方向换热器任意断面上的金属表面温度的计算方法。由于此方法与流体的股数、层数等参数有关，因此要解一个很大的矩阵，才能得到温度的分布。有了温度分布当然可以求得精确的翅片传导距离 L ，但是求解过程非常复杂。

2 公式推导的理论基础

在上述文献中，翅片的效率公式和传热表面效率公式在 1:1 通道排列的情况下基本一致。在大部分文献中，其公式都是按照换热器在同一截面上隔板温度相等的原则推导出的，即板翅式换热器中翅片温度分布曲线是对称的。此时：

热流体通道： $x = 0, \theta = \theta_h; x = L_1 = h_1/2, (d\theta/dx)_h = 0;$

冷流体通道： $x = 0, \theta = \theta_c; x = L_2 = h_2/2, (d\theta/dx)_c = 0.$

由于翅片温度分布曲线对称， $(d\theta/dx) = 0$ 的截面分别为各个通道的中间截面，传导距离 L 为翅片高度的一半。其物理意义为翅片上的热量是以翅片的中间为分界线向翅片的两端传递，因此，其传导距离为翅片高度的一半，所以，在沿翅片高度方向上，温度分布曲线的拐点是在翅片高度的

一半处。

同样的理论方法也用在复叠布置的通道结构中。此时成双的两个相邻通道的温度分布曲线的拐点,落在了两个相邻通道中间的隔板上。因此,对这两个相邻通道的每一个通道的翅片来讲,其热传导距离 L 自然等于翅片的高度 h 。而这两个通道中间的隔板和翅片上二分之一的一次换热表面,全部变成了二次换热表面,因此也存在效率问题。在文献 [3] 中,上述部分换热面的效率用 η_b 来表示。而复叠布置中成双的两个通道的有效传热面的效率用公式 (3) 来表达。至于多股流的传热计算,仅仅在文献 [3] 中以两股流的传热理论方式给出了 1 个公式。

3 上述公式中存在的问题

在计算翅片效率和传热表面效率时,如果仍然采用文献中的方法而不作任何修正,会导致计算结果有较大的误差,而且多股流的传热方式与两股流有更大的差异。下面针对上述公式,提出一些问题,供大家讨论,以期求得一个更精确的计算方法。

3.1 单叠布置的通道结构翅片表面效率公式分析

所有文献使用的翅片效率公式、传导距离 L 和传热表面效率公式全部相同,即公式 (2) 和 (1),翅片热量传导距离 L 为翅片高度的一半。

针对上述两个公式提出如下问题:

(1) 当该热(或冷)通道两侧的冷通道(或冷通道两侧的热通道)中的流体不是同一品种流体(冷、热通道的数量相等,即 1:1,但流体的股数不一定是冷、热流体各 1 股,因此不同品种的流体在每一层中的热负荷完全有可能不相等),尤其是当这两种冷流体的热负荷相差较大时,该热通道中翅片上的热量,肯定不会是从翅片的中间一分为二向两边的冷流体传导,它一定是把翅片高度按翅片两边的两个冷通道的热负荷比例分开向两边传导,即此时的翅片温度分布曲线的拐点不应在翅片高度的中间,而应在热负荷比例的分界处。那么此时的热量传导距离 L 不等于翅片高度的一半,翅片效率公式也不是公式 (2),此时的翅片效率应该低一些,该通道两边的隔板温度不再相等。此时的翅片效率如何计算?

以上问题讨论的基础是认为该层热通道和两边

的冷通道层各一半的热负荷相平衡,如果热负荷不平衡,情况就更加复杂。

(2) 翅片的一次换热表面中,有 $1/2$ 是隔板表面, $1/2$ 是翅片本身。钎焊在隔板上的翅片本身的一次传热表面的效率,在公式中和隔板表面一样取为 100%,这样不合理。尤其在翅片材料比较厚,钎焊质量比较差时,这部分翅片一次传热表面上的热量要传递到隔板表面上,肯定存在热阻。因此要把这部分的一次传热表面也打一个折扣,乘以一个系数。以往在处理热阻这个问题时,认为翅片很薄(即传导距离很短),导热时热阻很小而被忽略。现在翅片厚度有的已经达到 0.5mm,而钎焊工艺也早已使用真空钎焊,这种真空钎焊工艺的焊缝钎焊饱满程度要比盐浴钎焊工艺差一些,造成导热时的热阻增加。在这种条件已经发生了很多不利于导热的变化后,热阻不可以被忽略。如被忽略,则传热表面效率误差要增加许多。

3.2 复叠布置中成双的两个通道的表面效率和翅片效率公式分析

这种情况下的变化因素更多,如:①当热通道为单层通道布置,而相近的两层热通道中不是同一种流体(热流体也不仅仅是 1 股)时,热负荷肯定有大小;②两个热通道中间的两层冷通道中不是同一种流体,两层冷通道的热负荷之和也不一定等于两层热通道的一半;等等。况且在整台换热器的通道布置中,也不一定全部是 1:2 的通道布置,有时还会存在一些 1:1 的通道布置,甚至还混合着 1:1、1:2 和 1:3 的通道布置。

由于这些不确定因素的存在,要精确地推导出一个通用公式很困难,对上述多变工况求效率的问题,不再进行更详细的讨论。现仅对文献 [3] 中相关公式的计算方法,提一些问题和看法。

(1) 公式 (4) 中:热传导距离 L 在文献中没有交代。由于这个计算公式是针对翅片中的一次传热表面有 $1/2$ 变成了二次传热表面后的效率计算,从定义来看,这部分传热表面的热传导距离 L 肯定比翅片高度大。笔者认为可以从结构上假定热量传递的路线是沿翅片高度中间层而推导得出 L 。

粗略计算为: $L = h + P/2$;

精确一点是:

$$L = (h - 0.5\delta) + 0.5(P - \delta) + 0.5\delta = h + 0.5(P - \delta)。$$

(2) 文献 [3] 在“多股流换热器传热计算数学模型”一节中, 同样提到了多股流换热器计算的困难性。在介绍一些比较简单、实用的数学模型时, 提出了综合法。这个方法首先提到关于翅片传导距离的修正, 认为在多股流换热器中, 由于通道排列组合形式多种多样, 通道之间的相互关联错综复杂, 远非使用单层或者复叠的概念所能概括。因此在应用综合法计算翅片传导距离时, 应采用下式: $L_j = h_j/2 \times (A_j/A_g \times Q/Q_j)$ 。

该公式的基本思路是在通常两股流单叠对称排列、翅片传导距离为 $h/2$ 的基础上, 考虑冷气流与对应的按热负荷比例分配的热气流传热面积之间的关联所作的修正。

把上述公式作一些写法上的变动得到:

$$L_j = h_j/2 (Q/A_g \times A_j/Q_j)。$$

由此公式可以看出: 对某一冷流体而言, 当其换热面积 A_j 和热负荷 Q_j 的比值等于总冷量 Q 和总的热流体换热面积 A_g 比值的倒数时, 该冷流体的翅片传导距离和单叠时相等, 即: 只要某一冷流体的热负荷和其换热面积的比值, 与总冷量对热流体的换热面积的比值相适应, 则该冷流体的翅片传导距离为翅片高度的 $1/2$ 。这显然也是一种非常笼统的算法, 因为:

①热流体的换热面积和热流体的通道数没有必然的联系。热流体可以使用翅片高度很高而翅片节距又很小的翅片, 用很少的层数即可达到一定的换热面积。如果使用翅片高度很低而翅片节距又很大的翅片, 要达到同样的换热面积, 需很多的层数。在冷流体通道数一定的情况下, 热流体通道数量直接影响冷流体翅片传导距离, 即 $1:1$ 还是 $1:2$ 或是 $1:3$ 的通道布置等。因此采用换热面积的比例方法显然不适当, 采用通道数的比例方法更合理。

②即使热流体为 1 股时, 由于冷流体的工作压力不同, 要求的阻力大小也有不同, 使用的翅片肯定有很大的差别, 因此换热面积也有相当大的差别, 使每层的热负荷有相当大的差别。当冷、热流体的通道比例等于或超过 $1:2$ 时, 一层通道内热负荷很大的冷流体, 有时会从相隔两层或多层冷通道的热流体通道吸收热量, 即有热量内耗现象发生。在这种情况下, 仅仅考虑热负荷和换热面积的比例来修正翅片传导距离, 肯定也不合适。

③当上述公式经修正后, 如果 $L_j > h_j$, 同样没考虑公式 (3) 和 (4) 中的问题: 一次传热表面变成二次传热表面的效率修正问题。

4 提高计算结果的精确度

通过上述分析, 可以看到通道排列的次序以及通道中热负荷的大小, 对翅片效率计算的精确度有很大影响。在目前尚无权威计算方法的情况下, 有没有办法通过一些工作程序的改变, 作一些局部的改进, 来提高计算精确度? 下面就此问题进行一些探讨。

在以往的设计过程中, 从来没有涉及到通道排列的次序问题, 仅仅涉及到通道数多少的问题, 并且按冷、热通道数的比例来计算翅片效率中传导距离的值, 即通道比例为 $1:1$ 时, $L = 1/2h$; 通道比例为 $1:2$ 时, $L = h$ 。由此可见, 通道数的比例一旦确定, 不管冷、热流体的热负荷和流体放热能力大小, 换热器所有翅片的传导距离全部都一样, 显然不精确。

国外相关设计软件在设计计算中一定要先输入通道排列和通道数, 这种方法完全符合笔者的想法: 通道排列和通道数是设计计算的基础, 还有各种流体使用的翅片规格参数, 必须在传热计算之前就要确定, 这样才能进一步把每层的热负荷、翅片的传导距离、翅片的效率及传热系数等重要参数的计算方式确定下来。因此设计步骤应作适当的调整, 建议采用如下程序进行计算:

(1) 按用户的要求或设计任务书的内容, 首先进行换热器各股流体进出口状态参数的确定, 从而计算出换热器各股流体的热负荷、传热温差和允许的压力降等。

(2) 按各股流体的状态参数, 计算各股流体的物性参数。

(3) 结构设计: 该工作要重复进行多次, 才能够得到一个满意的结果。①单元数和板材宽度的选择; ②各股流体通道数和使用的翅片参数的选择; ③各股流体每层热负荷的计算, 并以此为依据进行通道排列布置; ④各股流体的质量流动速度的计算; ⑤各股流体在每层中的传导距离 L 值的确定; ⑥各股流体平均的传导距离的计算。

(4) 计算各股流体的传热能力。

下面介绍冷、热流体相应层数、各股流体平均的传导距离以及各股流体传热能力 3 个参数的计算。

4.1 冷、热流体相应层数的统计

按通道排列图，如果进行局部热平衡计算，可以精确地确定各股流体在每层中的传导距离 L 的值，但工作量很大。为了减少工作量，可以采用以下方法进行设计工作。

首先按通道排列图统计出各股热流体和各股冷流体进行热交换的层数： N_{hi-cj} (i 为热流体股数序号：1；2；3；…； j 为冷流体股数序号：1；2；3；…；如第一股热流体和各股冷流体进行热交换的股数为： N_{h1-c1} ； N_{h1-c2} ； N_{h1-c3} ； N_{h1-c4} ；… N_{hi-cj} ；第二股热流体和各股冷流体进行热交换的股数为： N_{h2-c1} ； N_{h2-c2} ； N_{h2-c3} ；… N_{h2-cj} ；并令：热流体的层数为 N_{hi} ，股数为 n_h ；冷流体的层数为 N_{cj} ，股数为 n_c)。

(1) 1 股热流体和几层冷流体换热：以热流体的某一层 N_{hi} 为中心，其两边相邻的冷流体层 N_{cj} 和 N_{cj+1} 的另一边，仍然是冷流体层 N_{cj-1} 和 N_{cj+2} 时，认为这两层冷流体 N_{cj} 和 N_{cj+1} 与热流体层 N_{hi} 热平衡，热量不再传向 N_{cj-1} 或 N_{cj+2} 。此时的通道排列，热流体层和冷流体层的层数比为 1:2。如 N_{cj} 和 N_{cj+1} 的另一边为热流体层 N_{hi-1} 和 N_{hi+1} ，则热流体层和冷流体层的层数比为 1:1，即认为是热流体层 N_{hi} 与 0.5 层 N_{cj} 和 0.5 层 N_{cj+1} 热平衡，进行热交换。如热流体层 N_{hi} 两边的 N_{cj} 和 N_{cj+1} 层的边上， N_{cj} 的另一边为 N_{cj-1} ，另一层 N_{cj+1} 的边上为 N_{hi+1} ，则认为 1 层热流体和 1.5 层冷流体层进行热交换，此时热流体和冷流体层数的比为 1:1.5。和某一股热流体换热的所有冷流体的通道数标识为 N_{hi-cj} ，和热流体换热的所有冷流体的通道数标识为 $\sum N_{hi-cj}$ ，此值等于冷流体的总通道数 $\sum N_{cj}$ ；如不相等，则表示统计有误。

(2) 1 股冷流体和几层热流体进行换热：以冷流体的某一层 N_{cj} 为中心，其两边相邻的热流体层 N_{hi} 和 N_{hi+1} 的另一边，仍然是冷流体层 N_{cj-1} 和 N_{cj+1} 时，则认为这层冷流体 N_{cj} 和热流体层 N_{hi} 及 N_{hi+1} 各自的 1/2 热平衡，则冷流体层和热流体层的层数比为 1:1。如 N_{hi} 和 N_{hi+1} 的另一边仍然为热流体层 N_{hi-1} 和 N_{hi+2} ，则冷流体层和热流体层的层数比为 1:2，即认为是冷流体层 N_{cj} 与 1 层 N_{hi} 及 1 层 N_{hi+1} 热平衡，进行热交换。如冷流体层 N_{cj} 两边的 N_{hi} 和 N_{hi+1} 层的边上， N_{hi} 的另一边为

N_{hi-1} ，另一层 N_{hi+1} 的边上为 N_{cj+1} ，则认为 1 层冷流体和 1.5 层热流体层进行热交换，此时冷流体和热流体层数的比为 1:1.5。和某一股冷流体换热的所有热流体的通道数标识为 N_{cj-hi} ，和冷流体换热的所有热流体的通道数标识为 $\sum N_{cj-hi}$ ，此值等于热流体的总通道数 $\sum N_{hi}$ ；如不相等，则表示统计有误。

4.2 各股流体平均的传导距离 L 的计算

(1) 每一股热流体的传导距离： $L_{hi} = \varphi_{hi} h_{hi}$ ；当 $\sum N_{hi-cj}/N_{hi} \geq 1.0$ 时， $\varphi_{hi} = 0.5$ ， $L_{hi} = 0.5 h_{hi}$ 。

(2) 每一股冷流体的传导距离： $L_{cj} = \varphi_{cj} h_{cj}$ ；当 $N_{cj}/\sum N_{cj-hi} \geq 1.0$ 时， $\varphi_{cj} = 0.5 n_{cj}$ ， $L_{cj} = 0.5 n_{cj} h_{cj}$ ；当 $N_{cj}/\sum N_{cj-hi} < 1.0$ 时， $\varphi_{cj} = 0.5$ ， $L_{cj} = 0.5 h_{cj}$ 。

(3) 当 $\sum N_{hi-cj}/N_{hi} < 1.0$ 时， $\varphi_{hi} = 1/n_{hi} \times 0.5$ ， $L_{hi} = 1/n_{hi} \times 0.5 h_{hi}$ 。

以上求得 L 的基础是：不论 L 大于还是小于翅片高度，都认为是在有限的几层（两三层）范围内，冷热流体之间热平衡，即传导距离不超过两层（1:3 的通道比），是供计算翅片的二次表面效率用。当 L 大于翅片高度时，没考虑一次表面二次化的效率问题。在这种情况下，应按公式 (3) 和 (4) 进行处理。

4.3 各股流体传热能力的计算

按常规方法求得各股流体的表面传热系数以及换热表面效率，再乘以各股流体在 1m 长的范围内的换热面积，求得热导 hA ($h = \alpha \eta_o$ ，此处 A 为各股流体在 1m 长的范围内的换热面积， $A = a_s W_i$)。

在求得了各股流体的热导 hA 以后，如何求得总热导 KA ，是下面要讨论的主要问题。

设： $(hA)_h$ 为热流体的热导， $(hA)_c$ 为冷流体的热导。

在两股流的通道排列为 1:1 的情况下，其总热导 KA 的表达式为大家最熟悉的公式：

$$1/KA = 1/(hA)_h + 1/(hA)_c。$$

因此，可以把多股流分解成简单的多个两股流进行换热。第一股热流体有 5 个通道，和 4 股冷流体（其中不和第一股冷流体进行换热）总共 9 个通道进行换热，即 $\sum N_{h1-cj} = 9$ 。第一股热流体和所有冷流体之间的平均热导 $(KA)_{h1-cj}$ 的求解方法是：先求得热流体和每一股冷流体的热导，然后再

加权相加求平均值。

第一股热流体和所有冷流体之间的平均热导：

$$1/(KA)_{h1-cj} = 1/(hA)_{h1} + 1/\{[3(hA)_{c2} + 1.5(hA)_{c3} + 2(hA)_{c4} + 2.5(hA)_{c5}]/5\}。$$

因为第一股热流体不和第一股冷流体接触，所以在表达式中没有 $(hA)_{c1}$ 出现。又因为有 5 层热流体和总共 9 层冷流体换热，而各股冷流体的层数不相同，所以按各股冷流体和热流体热交换的层数加权相加，再平均到每一层热流体上，得到 1 层相当于 1 层热流体的冷流体的传热能力，从而得出热流体的热导 KA 。

按上述方法计算第二、三股热流体和所有冷流体之间的平均热导：

$$1/(KA)_{h2-cj} = 1/(hA)_{h2} + 1/\{[(hA)_{c1} + 2(hA)_{c3} + 2.5(hA)_{c4} + 1.5(hA)_{c5}]/4\}；$$

$$1/(KA)_{h3-cj} = 1/(hA)_{h3} + 1/\{[(hA)_{c1} + 0.5(hA)_{c2} + 0.5(hA)_{c4} + 2(hA)_{c5}]/3\}；$$

由此求得 3 股热流体和冷流体之间的平均热导： $(KA)_{h1-cj}$ 、 $(KA)_{h2-cj}$ 、 $(KA)_{h3-cj}$ 。

用同样的方法求得各股冷流体和热流体之间的平均热导 KA 。冷流体不和热流体换热，在公式中不出现。

$$1/(KA)_{c1-hi} = 1/(hA)_{c1} + 1/\{[0.5 \times (hA)_{h2} + 0.5(hA)_{h3}]/2\}；$$

$$1/(KA)_{c2-hi} = 1/(hA)_{c2} + 1/\{[1.5 \times (hA)_{h1}]/3\}；$$

$$1/(KA)_{c3-hi} = 1/(hA)_{c3} + 1/\{[(hA)_{h1} + (hA)_{h2} + 0.5(hA)_{h3}]/4\}；$$

$$1/(KA)_{c4-hi} = 1/(hA)_{c4} + 1/\{[(hA)_{h1} + 1.5(hA)_{h2} + 0.5(hA)_{h3}]/5\}；$$

$$1/(KA)_{c5-hi} = 1/(hA)_{c5} + 1/\{[1.5 \times (hA)_{h1} + (hA)_{h2} + 1.5(hA)_{h3}]/6\}。$$

由此得到 5 股冷流体和热流体之间的平均热导： $(KA)_{c1-hi}$ ； $(KA)_{c2-hi}$ ； $(KA)_{c3-hi}$ ； $(KA)_{c4-hi}$ ； $(KA)_{c5-hi}$ 。

求得各股流体的平均热导后，将其与各股流体必需的热导 $(KA)_R$ (Q/MTD) 相除，求得各股流体的必需传热长度。

当计算得到的各股流体传热长度值相差较大时，必须重新从结构设计开始，作适当的调整，最终将各股流体的必需传热长度的误差值控制在 5%~10% 以内，并适当放一些余量，同时尽量将其圆

整成尾数为 5、10 等整数（单位：毫米），作为最终有效传热计算长度的值。

5 例题

5.1 例题 1

热流体有 3 股： $n_h = 3$ 。第一股热流体的层数： $N_{h1} = 5$ （代号为 A）；第二股： $N_{h2} = 4$ （B）；第三股： $N_{h3} = 3$ （C）。冷流体有 5 股： $n_c = 5$ 。第一股冷流体的层数： $N_{c1} = 2$ （D）；第二股： $N_{c2} = 3$ （E）；第三股： $N_{c3} = 4$ （F）；第四股： $N_{c4} = 5$ （G）；第五股： $N_{c5} = 6$ （H）。

通道排列如下：H；A；F；G；B；H；C；D；E；A；G；H；B；F；E；A；H；C；G；B；F；H；A；E；G；B；D；H；C；F；A；G。

第一股热流体 A 和第一股冷流体 D 进行热交换的层数为： $N_{h1-c1} = 0$ ；

第一股热流体 A 和第二股冷流体 E 进行热交换的层数为： $N_{h1-c2} = 3.0$ ；

第一股热流体 A 和第三股冷流体 F 进行热交换的层数为： $N_{h1-c3} = 1.5$ ；

第一股热流体 A 和第四股冷流体 G 进行热交换的层数为： $N_{h1-c4} = 2.0$ ；

第一股热流体 A 和第五股冷流体 H 进行热交换的层数为： $N_{h1-c5} = 2.5$ ；

第二股热流体 B 和第一股冷流体 D 进行热交换的层数为： $N_{h2-c1} = 1.0$ ；

第二股热流体 B 和第二股冷流体 E 进行热交换的层数为： $N_{h2-c2} = 0$ ；

第二股热流体 B 和第三股冷流体 F 进行热交换的层数为： $N_{h2-c3} = 2.0$ ；

第二股热流体 B 和第四股冷流体 G 进行热交换的层数为： $N_{h2-c4} = 2.5$ ；

第二股热流体 B 和第五股冷流体 H 进行热交换的层数为： $N_{h2-c5} = 1.5$ ；

第三股热流体 C 和第一股冷流体 D 进行热交换的层数为： $N_{h3-c1} = 1.0$ ；

第三股热流体 C 和第二股冷流体 E 进行热交换的层数为： $N_{h3-c2} = 0$ ；

第三股热流体 C 和第三股冷流体 F 进行热交换的层数为： $N_{h3-c3} = 0.5$ ；

第三股热流体 C 和第四股冷流体 G 进行热交换的层数为： $N_{h3-c4} = 0.5$ ；

第三股热流体 C 和第五股冷流体 H 进行热交

换的层数为: $N_{h3-c5} = 2.0$ 。

因此: $\sum N_{h1-cj} = 9.0$; $\sum N_{h2-cj} = 7.0$;

$\sum N_{h3-cj} = 4.0$ 。

$\sum N_{hi-cj} = 20$ 。

用同样的方法可以得到:

$N_{c1-h1} = 0$, $N_{c1-h2} = 0.5$, $N_{c1-h3} = 0.5$,

$\sum N_{c1-hi} = 1.0$;

$N_{c2-h1} = 1.5$, $N_{c2-h2} = 0$, $N_{c2-h3} = 0$,

$\sum N_{c2-hi} = 1.5$;

$N_{c3-h1} = 1.0$, $N_{c3-h2} = 1.0$, $N_{c3-h3} = 0.5$,

$\sum N_{c3-hi} = 2.5$;

$N_{c4-h1} = 1.0$, $N_{c4-h2} = 1.5$, $N_{c4-h3} = 0.5$,

$\sum N_{c4-hi} = 3.0$;

$N_{c5-h1} = 1.5$, $N_{c5-h2} = 1.0$, $N_{c5-h3} = 1.5$,

$\sum N_{c5-hi} = 4.0$ 。

$\sum N_{cj-hi} = 12$ 。

传导距离系数 φ 的计算:

第一股热流体 A 的传导距离系数:

$\sum N_{h1-cj}/N_{h1} = 9/5 > 1.0$, $\varphi_{h1} = 0.5$;

第二股热流体 B 的传导距离系数:

$\sum N_{h2-cj}/N_{h2} = 7/4 > 1.0$, $\varphi_{h2} = 0.5$;

第三股热流体 C 的传导距离系数:

$\sum N_{h3-cj}/N_{h3} = 4/3 > 1.0$, $\varphi_{h3} = 0.5$ 。

第一股冷流体 D 的传导距离系数:

$N_{c1}/\sum N_{c1-hi} = 2/1 = 2$, $\varphi_{c1} = 0.5 \times 2 = 1.0$;

第二股冷流体 E 的传导距离系数:

$N_{c2}/\sum N_{c2-hi} = 3/1.5 = 2$, $\varphi_{c2} = 0.5 \times 2 = 1.0$;

第三股冷流体 F 的传导距离系数:

$N_{c3}/\sum N_{c3-hi} = 4/2.5 = 1.6$, $\varphi_{c3} = 0.5 \times 1.6 = 0.8$;

第四股冷流体 G 的传导距离系数:

$N_{c4}/\sum N_{c4-hi} = 5/3$, $\varphi_{c4} = 0.5 \times 5/3 = 0.83333$;

第五股冷流体 H 的传导距离系数:

$N_{c5}/\sum N_{c5-hi} = 6/4 = 1.5$, $\varphi_{c5} = 0.5 \times 1.5 = 0.75$ 。

5.2 例题 2

热流体: $n_h = 3$; $N_{h1} = 12$ (A), $N_{h2} = 8$ (B),

$N_{h3} = 4$ (C); $\sum N_{hi} = 24$ 。

冷流体: $n_c = 3$; $N_{c1} = 24$ (D), $N_{c2} = 16$

(E), $N_{c3} = 8$ (F); $\sum N_{cj} = 48$ 。

通道排列:

D; A; E; D; B; F; D; C; E; D; A; E;

D; B; F; D; A; E; D; A; E; D; B; F; D;

C; E; D; A; E; D; B; F; D; A; E; D; A;
E; D; B; F; D; C; E; D; A; E; D; B; F;
D; A; E; D; A; E; D; B; F; D; C; E; D;
A; E; D; B; F; D; A; E。

$N_{h1-c1} = 12$, $N_{h1-c2} = 12$, $N_{h1-c3} = 0$, $\sum N_{h1-cj} = 24$;

$N_{h2-c1} = 8$, $N_{h2-c2} = 0$, $N_{h2-c3} = 8$, $\sum N_{h2-cj} = 16$;

$N_{h3-c1} = 4$, $N_{h3-c2} = 4$, $N_{h3-c3} = 0$, $\sum N_{h1-cj} = 8$ 。

$\sum N_{hi-cj} = 48 = \sum N_{cj}$ 。

$N_{c1-h1} = 6$, $N_{c1-h2} = 4$, $N_{c1-h3} = 2$, $\sum N_{c1-hi} = 12$;

$N_{c2-h1} = 6$, $N_{c2-h2} = 0$, $N_{c2-h3} = 2$, $\sum N_{c2-hi} = 8$;

$N_{c3-h1} = 0$, $N_{c3-h2} = 4$, $N_{c3-h3} = 0$, $\sum N_{c3-hi} = 4$ 。

$\sum N_{cj-hi} = 24 = \sum N_{hi}$ 。

5.2.1 各股流体的传导距离的计算

$\sum N_{h1-cj}/N_{h1} = 24/12 > 1.0$, $\varphi_{h1} = 0.5$, $L_{h1} = 0.5h_{h1}$;

$\sum N_{h2-cj}/N_{h2} = 16/8 > 1.0$, $\varphi_{h2} = 0.5$, $L_{h2} = 0.5h_{h2}$;

$\sum N_{h3-cj}/N_{h3} = 8/4 > 1.0$, $\varphi_{h3} = 0.5$, $L_{h3} = 0.5h_{h3}$ 。

$N_{c1}/\sum N_{c1-hi} = 24/12 = 2$, $\varphi_{c1} = 0.5 \times 2 = 1$,
 $L_{c1} = h_{c1}$;

$N_{c2}/\sum N_{c2-hi} = 18/8 = 2$, $\varphi_{c2} = 0.5 \times 2 = 1$,
 $L_{c2} = h_{c2}$;

$N_{c3}/\sum N_{c3-hi} = 8/4 = 2$, $\varphi_{c3} = 0.5 \times 2 = 1$,
 $L_{c3} = h_{c3}$ 。

这是典型的 1:2 通道布置的传导距离的计算方法。

5.2.2 各股流体热导的计算

各股热流体:

$1/(KA)_{h1-cj} = 1/(hA)_{h1} + 1/\{ [12(hA)_{c1} + 12(hA)_{c2}] / 12 \}$;

$1/(KA)_{h2-cj} = 1/(hA)_{h2} + 1/\{ [8(hA)_{c1} + 8(hA)_{c3}] / 8 \}$;

$1/(KA)_{h3-cj} = 1/(hA)_{h3} + 1/\{ [4(hA)_{c1} +$

4 $(hA)_{c2}] / 4\}$ 。

各股冷流体:

$$1/(KA)_{c1-hi} = 1/(hA)_{c1} + 1/\{[6(hA)_{h1} + 4(hA)_{h2} + 2(hA)_{h3}]/24\};$$

$$1/(KA)_{c2-hi} = 1/(hA)_{c2} + 1/\{[6(hA)_{h1} + 2(hA)_{h3}]/16\};$$

$$1/(KA)_{c3-hi} = 1/(hA)_{c3} + 1/\{[4(hA)_{h2}]/8\}。$$

由此可以求得各股流体的热导: $(KA)_{h1-cj}$, $(KA)_{h2-cj}$, $(KA)_{h3-cj}$, $(KA)_{c1-hi}$, $(KA)_{c2-hi}$, $(KA)_{c3-hi}$ 。

5.3 例题 3

热流体: $n_h = 2$; $N_{h1} = 20$ (A), $N_{h2} = 30$ (B); $\sum N_{hi} = 50$ 。

冷流体: $n_c = 3$; $N_{c1} = 40$ (C), $N_{c2} = 28$ (D), $N_{c3} = 4$ (E); $\sum N_{cj} = 72$ 。

通道排列:

C; B; D; A; C; E; B; C; D; A; C; D; B; C; B; C; A; D; C; B; D; B; C; A; D; C; A; D; B; D; A; C; D; A; C; B; D; B; C; A; D; C; A; D; B; D; A; C; B; C; B; D; C; A; D; C; B; E; C; A; D; B; C; C; B; D; A; C; E; B; C; D; A; C; D; B; C; B; C; A; D; C; B; C; B; D; B; C; A; D; C; A; A; D; B; D; A; C; D; A; C; B; D; B; C; B; C; D; A; C; B; C; B; D; C; A; D; C; B; E; C; A; D; B; C。

$$N_{h1-c1} = 16, N_{h1-c2} = 16, N_{h1-c3} = 0,$$

$$\sum N_{h1-cj} = 32;$$

$$N_{h2-c1} = 24, N_{h2-c2} = 12, N_{h2-c3} = 4,$$

$$\sum N_{h2-cj} = 40。$$

$$\sum N_{hi-cj} = 72 = \sum N_{cj}。$$

$$N_{c1-h1} = 10, N_{c1-h2} = 18, \sum N_{c1-hi} = 28;$$

$$N_{c2-h1} = 10, N_{c2-h2} = 10, \sum N_{c2-hi} = 20;$$

$$N_{c3-h1} = 0, N_{c3-h2} = 2, \sum N_{c3-hi} = 2。$$

$$\sum N_{cj-hi} = 50 = \sum N_{hi}。$$

5.3.1 各股流体的传导距离的计算

$$\sum N_{h1-cj}/N_{h1} = 32/20 > 1.0, \varphi_{h1} = 0.5, L_{h1} = 0.5h_{h1};$$

$$\sum N_{h2-cj}/N_{h2} = 40/30 > 1.0, \varphi_{h2} = 0.5, L_{h2} = 0.5h_{h2}。$$

$$N_{c1}/\sum N_{c1-hi} = 40/28 = 1.42857, \varphi_{c1} = 0.5 \times$$

$$1.42857 = 0.7143, L_{c1} = 0.7142h_{c1};$$

$$N_{c2}/\sum N_{c2-hi} = 28/20 = 1.4, \varphi_{c2} = 0.5 \times 1.4 = 0.7, L_{c2} = 0.7h_{c2};$$

$$N_{c3}/\sum N_{c3-hi} = 4/2 = 2, \varphi_{c3} = 0.5 \times 2 = 1.0, L_{c3} = h_{c3}。$$

5.3.2 各股流体热导的计算

各股热流体:

$$1/(KA)_{h1-cj} = 1/(hA)_{h1} + 1/\{[16(hA)_{c1} + 16(hA)_{c2}]/20\};$$

$$1/(KA)_{h2-cj} = 1/(hA)_{h2} + 1/\{[24(hA)_{c1} + 12(hA)_{c2} + 4(hA)_{c3}]/30\}。$$

各股冷流体:

$$1/(KA)_{c1-hi} = 1/(hA)_{c1} + 1/\{[10(hA)_{h1} + 18(hA)_{h2}]/40\};$$

$$1/(KA)_{c2-hi} = 1/(hA)_{c2} + 1/\{[10(hA)_{h1} + 10(hA)_{h2}]/28\};$$

$$1/(KA)_{c3-hi} = 1/(hA)_{c3} + 1/\{[2(hA)_{h2}]/4\}。$$

由此可以求得各股流体的热导: $(KA)_{h1-cj}$, $(KA)_{h2-cj}$, $(KA)_{h3-cj}$, $(KA)_{c1-hi}$, $(KA)_{c2-hi}$, $(KA)_{c3-hi}$ 。

5.4 例题 4

热流体: $n_h = 3$; $N_{h1} = 6$ (A), $N_{h2} = 8$ (B), $N_{h3} = 4$ (C); $\sum N_{hi} = 18$ 。

冷流体: $n_c = 4$; $N_{c1} = 10$ (D), $N_{c2} = 18$ (E), $N_{c3} = 6$ (F), $N_{c4} = 8$ (G); $\sum N_{cj} = 42$ 。

通道排列:

E; B; D; F; E; A; G; E; C; D; E; B; G; F; E; A; D; E; B; G; E; C; D; F; E; A; G; E; B; D; E; B; D; F; E; A; G; E; C; D; E; B; G; F; E; A; D; E; B; G; E; C; D; F; E; A; G; E; B; D。

$$N_{h1-c1} = 2, N_{h1-c2} = 6, N_{h1-c3} = 3, N_{h1-c4} = 4, \sum N_{h1-cj} = 15;$$

$$N_{h2-c1} = 4, N_{h2-c2} = 8, N_{h2-c3} = 2, N_{h2-c4} = 4, \sum N_{h2-cj} = 18;$$

$$N_{h3-c1} = 4, N_{h3-c2} = 4, N_{h3-c3} = 1, N_{h3-c4} = 0, \sum N_{h3-cj} = 9。$$

$$\sum N_{hi-cj} = 42 = \sum N_{cj}。$$

$$N_{c1-h1} = 1, N_{c1-h2} = 1.66667, N_{c1-h3} =$$

$$1.66667, \sum N_{c1-hi} = 4.33333;$$

$$N_{c2-h1} = 1.99999, N_{c2-h2} = 4, N_{c2-h3} = 2, \\ \sum N_{c2-hi} = 7.9999999;$$

$$N_{c3-h1} = 0.999999, N_{c3-h2} = 0.6666666, \\ N_{c3-h3} = 0.3333333, \sum N_{c3-hi} = 1.99999999999;$$

$$N_{c4-h1} = 2, N_{c4-h2} = 1.66667, N_{c4-h3} = 0, \\ \sum N_{c4-hi} = 3.666666666.$$

$$\sum N_{cj-hi} = 18 = \sum N_{hi}.$$

小数层数的来源（以上面的在 1~6 层范围中的 F_1 层为例）： F_1 的两边都是冷流体 D_1 和 E_2 ， D_1 和 E_2 的边上又是热流体 B_1 和 A_1 ，而 B_1 和 A_1 的两边又是冷流体 E_1 和 G_1 ，因此认为： B_1 的热量向 E_1 和 D_1 及 0.5 层 F_1 传导。同样， A_1 的热量向 E_2 及 0.5 层 F_1 和 G_1 传导。 F_1 的热量来自 B_1 和 A_1 ，而 D_1 和 E_2 的热量也来自 B_1 和 A_1 ，因此在统计 D_1 、 F_1 、 E_2 对应几层热流体时， D_1 和 0.5 层 F_1 只对应 0.5 层 B_1 。 E_2 和 0.5 层 F_1 只对应 0.5 层 A_1 。1.5 层冷流体对应 0.5 层热流体，因此 D_1 和 E_2 对应的热流体层数变成：0.5/1.5 层热流体。而 F_1 只能对应 0.5-0.5/1.5 层热流体，因此出现了小数层数。

5.4.1 各股流体的传导距离的计算

$$\sum N_{h1-cj}/N_{h1} = 15/6 > 1.0, \varphi_{h1} = 0.5, L_{h1} = 0.5h_{h1};$$

$$\sum N_{h2-cj}/N_{h2} = 18/8 > 1.0, \varphi_{h2} = 0.5, L_{h2} = 0.5h_{h2};$$

$$\sum N_{h3-cj}/N_{h3} = 9/4 > 1.0, \varphi_{h3} = 0.5, L_{h3} = 0.5h_{h3}.$$

$$N_{c1}/\sum N_{c1-hi} = 10/4.3333333 = 2.31, \varphi_{c1} = 0.5 \times 2.31 = 1.155, L_{c1} = 1.155h_{c1};$$

$$N_{c2}/\sum N_{c2-hi} = 18/7.9999999 = 2.25, \varphi_{c2} = 0.5 \times 2.25 = 1.125, L_{c2} = 1.125h_{c2};$$

$$N_{c3}/\sum N_{c3-hi} = 6/1.9999999 = 3, \varphi_{c3} = 0.5 \times 3 = 1.5, L_{c3} = 1.5h_{c3};$$

$$N_{c4}/\sum N_{c4-hi} = 8/3.6666666 = 2.182, \varphi_{c4} = 0.5 \times 2.182 = 1.091, L_{c4} = 1.091h_{c4}.$$

当 D、E、G 和 F 使用相同高度的翅片时，使用上述方法计算的结果误差小些。但当 4 股冷流体使用不等的翅片高度时，F 层的传导距离由于相邻冷流体的高度不一样，计算结果的误差要较大。因此在超出 1:2 的通道比时，最好开发出新的翅片规

格，以适应最大比例不超出 1:2 的通道布置。该例题是通道比例超出 1:2 的典型例子。

5.4.2 各股流体热导的计算

各股热流体：

$$1/(KA)_{h1-cj} = 1/(hA)_{h1} + 1/\{ [2(hA)_{c1} + 6(hA)_{c2} + 3(hA)_{c3} + 4(hA)_{c4}] /6 \};$$

$$1/(KA)_{h2-cj} = 1/(hA)_{h2} + 1/\{ [4(hA)_{c1} + 8(hA)_{c2} + 2(hA)_{c3} + 4(hA)_{c4}] /8 \};$$

$$1/(KA)_{h3-cj} = 1/(hA)_{h3} + 1/\{ [4(hA)_{c1} + 4(hA)_{c2} + (hA)_{c3}] /4 \}.$$

各股冷流体：

$$1/(KA)_{c1-hi} = 1/(hA)_{c1} + 1/\{ [(hA)_{h1} + 1.67(hA)_{h2} + 1.67(hA)_{h3}] /10 \};$$

$$1/(KA)_{c2-hi} = 1/(hA)_{c2} + 1/\{ [2(hA)_{h1} + 4(hA)_{h2} + 2(hA)_{h3}] /18 \};$$

$$1/(KA)_{c3-hi} = 1/(hA)_{c3} + 1/\{ [(hA)_{h1} + 0.67(hA)_{h2} + 0.33333(hA)_{h3}] /6 \};$$

$$1/(KA)_{c4-hi} = 1/(hA)_{c4} + 1/\{ [2(hA)_{h1} + 1.67(hA)_{h2}] /8 \}.$$

由此可以求得各股流体的热导： $(KA)_{h1-cj}$ ， $(KA)_{h2-cj}$ ， $(KA)_{h3-cj}$ ， $(KA)_{c1-hi}$ ， $(KA)_{c2-hi}$ ， $(KA)_{c3-hi}$ ， $(KA)_{c4-hi}$ 。

6 流动阻力计算

首先在上述计算的长度范围内，进行各股流体流动的摩擦阻力计算。如果仅仅这一项摩擦阻力就大于阻力要求值，那必须重新从结构设计开始进行计算，直到满足大部分流体的摩擦阻力占总阻力的 60%~80% 的要求。在此基础上，按该股流体剩余的阻力值，设计流体的导流片、封头、接管和总管等结构尺寸，使该股流体的总阻力降与设计任务书的要求值的误差控制在 -20%~+5% 的范围内。改变以往只考虑总阻力使用值的大小，而不考虑阻力降位置的做法。有的流体在传热长度上的阻力降甚至不到总阻力值的 20%，如此的阻力分配情况，必然使换热器的整体设计存在严重的比例失调问题。

7 结束语

使用上述设计方法和步骤来设计换热器，可以预先知道换热器的运行结果，设计的精确度也可以提高一大步。尤其是在文章着重讨论的翅片效率的计算、传热表面效率的计算、传导距离的计算和传

热系数的计算等方面,有了一些新的想法和做法。相信通过设计人员的努力,计算的误差会减少,换热器设计的精确度会不断提高。

上面提到的计算方法,也有可能存在谬误,希望得到指正,同时期望大家一起来研究,解决设计中存在的深层次问题。◆

参考文献:

[1] KAYS W M, LONDON A L. 紧凑热交换器 [M]. 国外航空编辑部, 1977.

[2] GARDINER K A. Efficiency of Extended Surfaces, Trans ASME [J]. 1954, 67: 621-631.

[3] 陈长青, 沈裕浩. 低温换热器 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1993.

[4] 全国化工与炼油机械行业情报网. 换热器 国外化工与炼油设备发展概况之一 [M]. 1971.

[5] 王松汉, 嵇训达, 胡礼林. 板翅式换热器 [M]. 北京: 化学工业出版社, 1984.

[6] 尾花英朗. 热交换器设计手册 [M]. 徐忠权, 译. 北京: 石油工业出版社, 1981.

※

※

※

气体分离设备行业 2008 年上半年经济运行情况

根据上报的 9 家企业统计, 气体分离设备行业上半年完成现价工业总产值 467902 万元, 同比增长 46.35%; 完成新产品产值 218573 万元, 同比增长 89.34%; 完成工业增加值 119464 万元, 同比增长 52.87%。

全行业共生产气体分离设备 156 套, 同比多生产 33 套。其中, 大中型空分设备 73 套, 同比增加 20 套; 小型空分设备 61 套, 同比增加 26 套; 制氮设备 14 套, 同比减少 10 套。

全行业共生产低温贮运设备 507 台 (辆), 同比增加 41 台 (辆); 生产主要单机单销产品 2029 台, 同比增加 560 台。

全行业实现产品销售收入 444332 万元, 同比增长 37.42%; 实现利润盈亏相抵后盈利 47395 万元, 同比增长 105.73%。到 6 月底, 全行业累计订货额 1722696 万元, 同比增长 42.1%, 其中新订合同额 765322 万元, 同比增长 34.64%; 今年上半年新订大中型空分设备 78 套, 同比减少 7 套。

从上半年新订合同额来看, 目前空分市场形势看好。杭氧上半年新签合同额 36 亿元人民币, 大中型空分设备 29 套。川空上半年新签合同额 20 亿元人民币, 大中型空分设备 24 套。开封空分新订合同也大幅度增长, 其中, 与天津荣程联合钢铁集团签订 1 套 83000m³/h 特大型空分设备, 这是目前国产最大的空分设备。苏氧、邯郸、哈氧中小型空分设备及配套单机订货额也比往年有较快增长。

上半年实现出口创汇 3475 万美元, 同比增长 71.1%。上半年出口产品的特点是: 品种多、出口国家广、新订出口合同多。川空上半年出口创汇 1589 万美元, 同比增长 243.2%, 是全行业上半年出口创汇最多的企业。杭氧新订 1 套出口墨西哥 AHMS 钢铁公司的 46950m³/h 空分设备, 这是杭氧有史以来出口最大规格的空分设备。苏氧、东京空分、开元空分和黄河空分等企业出口项目也有所增加。上半年行业出口情况说明国内空分行业参与国际市场竞争的能力在不断增强。

本刊

杭氧入围 2007 年中国机械工业百强企业

由中国机械工业联合会和中国汽车工业协会主办的 2007 年中国机械工业百强企业名单在京公布。本次评选的标准以 2007 年企业主营业务收入为准, 同时参考利润总额和从业人员两项指标。

在入选的百强企业中包括大连冰山集团有限公司、中国第一重型机械集团公司 (以下简称: 中国一重)、中国第二重型机械集团公司 (以下简称: 中国二重)、宁波海天集团股份有限公司、青岛泰发集团股份有限公司、沈阳鼓风机集团有限公司、杭州汽轮动力集团有限公司、宝鸡石油

机械有限责任公司、杭州制氧机集团有限公司 (以下简称: 杭氧)、四川宏华石油设备有限公司、陕西鼓风机 (集团) 有限公司和兰州兰石集团有限公司等石化装备制造龙头企业。其中排名最高的大连冰山集团有限公司 2007 年主营业务收入达 125.2 亿元, 排名第 12 位, 中国一重和中国二重主营业务收入分别为 70.7 亿元和 57.3 亿元, 排名第 33 位和 40 位, 杭氧主营业务收入 38.1 亿元, 名列第 63 位。

本刊

内压缩流程空分设备所需高压液空量的估算

孙 全 海

(南京扬子石化比欧西气体有限责任公司, 江苏省南京市沿江工业區 210048)

摘要: 根据热量平衡, 利用线性回归方法, 得出内压缩流程空分设备所需高压液空量与内压缩的液氧、液氮量以及各种低温液体产品量之间存在的线性关系式, 分析了影响高压液空量的各种因素。

关键词: 大型空分设备; 内压缩流程; 高压液空量

中图分类号: TQ116.11

文献标识码: A

Estimation of high-pressure liquid air amount required for an air separation unit with internal compression process

Sun Quan-hai

(BOC Gases Co., Ltd., Nanjing Yangzi Petrochemical Group, Yanjiang Industrial District, Nanjing 210048, Jiangsu, P. R. China)

Abstract: The linear functions of the required high-pressure liquid air amounts versus internal compressed liquid oxygen, liquid nitrogen and other cryogenic fluid products of an air separation unit with internal compression process are obtained by linear regression method, based on heat balance analysis. The influencing factors of high-pressure liquid air amount are also discussed.

Keywords: Large scale air separation unit; Internal compression process; High-pressure liquid air amount

前 言

与外压缩流程不同, 内压缩流程(指膨胀空气进下塔, 下同)空分设备的液氧和液氮等是以液相离开精馏塔; 同时因内压缩流程空分设备的低温液体产量往往较大, 而各种低温液体产品也都是以液相离开精馏塔。由简单的热量(冷量)平衡可知, 当离开精馏塔的液体量增多时, 进入精馏塔的液体量也必须增多。内压缩流程精馏塔所需补充(平衡)的液体量, 主要由在主换热器中产生的高压液空来提供和保证, 而高压液空(即高压空气)的多少又与空分设备的能耗息息相关, 因此, 研究高压液空量与内压缩的液氧、液氮量及各种液体产品量之间的关系, 分析影响高压液空量的各种因素, 对

于内压缩流程空分设备的设计和运行都有现实意义。

文章利用 BOC 公司的 GTC 物性软件, 根据热量(冷量)平衡, 采用线性回归方法, 得出了内压缩流程空分设备所需高压液空量与内压缩的液氧、液氮量以及各种低温液体产品量之间存在的线性关系式, 并且分析了高压液空的温度及出主换热器空气的过热度等对高压液空量的影响。

1 高压液空量求解公式

精馏塔(含上下塔、主冷、过冷器、粗精氩塔、循环粗氩泵和循环液氧泵等, 不含主换热器、膨胀机及内压缩低温液体泵等)的热量(冷量)平衡示意图如图 1 所示, 基本条件是:

收稿日期: 2008-06-02; 修回日期: 2008-07-29

作者简介: 孙全海(1965—), 男, 1985年毕业于南京化工学校无机化工专业, 现在南京扬子石化比欧西气体有限责任公司从事空分设备运行技术工作。

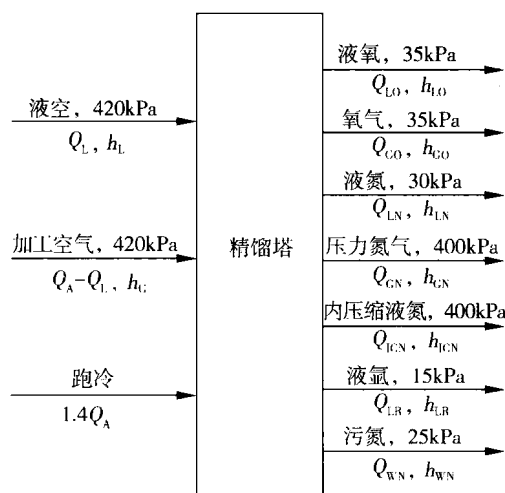


图1 精馏塔热量(冷量)平衡示意图

(1) 出主换热器空气和膨胀后空气的压力都是420kPa (G, 下同), 饱和状态; 高压液空节流或膨胀后的压力也是420kPa, 同样是饱和状态。

(2) 出主冷或上塔底的液氧压力35kPa, 饱和状态; 出主冷或上塔底的氧气压力也是35kPa, 饱和状态; 出上塔顶的液氮产品压力30kPa, 饱和状态; 从主冷氮侧引出的内压缩液氮压力400kPa, 饱和状态; 从下塔顶引出的带压氮气压力也是400kPa, 饱和状态; 液氩产品压力15kPa, 饱和状态; 物料平衡后余下的各组分都留在污氮气中, 出过冷器的污氮气压力25kPa, 温度比出主换热器的饱和空气低2K。

精馏塔的跑冷损失, 取扬子石化比欧西气体有限责任公司的D套38500m³/h内压缩流程空分设备精馏塔的跑冷损失1.4kJ/m³加工空气。

显然, 有以下热量平衡方程式:

$$Q_L h_L + (Q_A - Q_L) h_G + 1.4 Q_A = Q_{LO} h_{LO} + Q_{GO} h_{GO} + Q_{LN} h_{LN} + Q_{GN} h_{GN} + Q_{ICN} h_{ICN} + Q_{LR} h_{LR} + Q_{WN} h_{WN} \quad (1)$$

式中: Q_L 为液空量; h_L 为液空焓值; Q_A 为加工空气量; h_G 为空气焓值; Q_{LO} 为内压缩液氧和液氧量之和; h_{LO} 为液氧焓值; Q_{GO} 为气氧量; h_{GO} 为气氧焓值; Q_{LN} 为液氮产品量; h_{LN} 为液氮产品焓值; Q_{GN} 为压力氮气量; h_{GN} 为压力氮气焓值; Q_{ICN} 为内压缩液氮量; h_{ICN} 为内压缩液氮焓值 (主冷或下塔顶); Q_{LR} 为液氩量; h_{LR} 为液氩焓值; Q_{WN} 为污氮气 (含纯氮气) 量; h_{WN} 为污氮气焓值。流量单位都是 m³/h, 焓值单位都是 kJ/m³。

公式 (1) 中各物料在特定状态下的焓值 h 都可以由 BOC 公司的 GTC 物性软件得到, 分别选取不同的液氧量 Q_{LO} 、液氮产量 Q_{LN} 、压力氮气量 Q_{GN} 、内压缩液氮量 Q_{ICN} 和液氩量 Q_{LR} , 计算出在各种情况下的液空量 Q_L , 然后用线性回归方法, 可以得到以下公式:

$$Q_L = 1.3 Q_{LO} + 1.27 Q_{LR} + 1.17 Q_{LN} + Q_{ICN} + 0.07 Q_{GN} - 0.023 Q_A \quad (2)$$

也就是说, 每增加 1m³ 内压缩液氧或液氧产品量 (液氧产品未加过冷, 液氧过冷的情况后面有说明), 需要增加 1.3m³ 的液空量; 每增加 1m³ 液氩 (产品或内压缩), 需要增加 1.27m³ 的液空量; 每增加 1m³ 液氮产品 (液氮由上塔顶引出, 液氮由过冷器后直接引出的情况后面有说明), 需要增加 1.17m³ 的液空量; 每增加 1m³ 内压缩液氮量, 需要增加 1m³ 的液空量; 每增加 1m³ 带压氮气量, 需要增加 0.07m³ 的液空量。

2 影响高压液空量的各种因素

以上得到的公式 (2) 只是个基本公式, 它是在假设进入下塔的液空和空气都是饱和状态的情况下得出的。进入下塔的液空主要来自于出主换热器冷端的高压液空, 实际上, 高压液空在经节流阀节流或液体膨胀机膨胀到下塔压力后, 往往并不正好全部是饱和液空, 有时它会有部分汽化, 有时还可能仍有一定过冷度; 进入下塔的空气则来自于出主换热器冷端的空气和膨胀后空气, 它们也往往并不正好全部是饱和空气, 有时会有有一定过热度, 有时则有少量空气液化。这些参数的变化都会引起所需高压液空量的变化。

还有, 精馏塔跑冷损失变化、对液氧产品加以过冷、由过冷器后直接引出压力较高的液氮产品、主冷或主换热器形式不同等情况, 这些也会引起高压液空量的改变。

2.1 高压液空的温度和压力

在下塔压力即节流后液空的压力一定时, 出主换热器高压液空的温度和压力决定了液空节流后的汽化率或过冷度, 节流前液空的温度和压力越高, 则节流后的汽化率就越大, 其中节流前高压液空的温度对节流汽化率的影响较大, 而节流前液空压力的影响相对要小得多。计算表明, 在压力一定时, 节流前高压液空温度每升高 1K, 节流后液空的汽

化率约增大 1.1%~1.2%；在温度一定时，节流前高压液空的压力每升高 0.1MPa，节流后液空的汽化率增大 0.02%~0.03%。

显然，高压液空的节流汽化将引起所需高压液空量的增加，而设法降低出主换热器的高压液空温度则可以减少高压液空量，也就是减少所需的高压空气量。在内压缩流程空分设备的设计或操作中，如果选择或设定的高压空气的压力过低，虽然依靠增加高压空气量仍可保证主换热器的热端温差，但此时主换热器冷端的温差会增大，出主换热器冷端的高压液空温度就会升高。如果内压缩流程空分设备的液体产量太低，即由主换热器中部抽出的膨胀空气量过小，又没有同时内压缩液氮等，则因主换热器冷段的空气量太多，出主换热器冷端的高压液空温度往往也会升高。所以一般来说，内压缩流程空分设备并不太适合只生产很少的低温液体产品。

如果内压缩低温液体泵的效率较低，或内压缩液体在增压和流动过程中得到的热量较多（如内压缩低温液体泵的出口压力很高等），则进入主换热器的内压缩液体的温度会升高（当需要不同压力等级的氧气或氮气产品时，高压的低温液体节流至较低压力时，低温液体的温度也会升高一些），这将使高压液空温度有所升高，高压液空节流汽化率增大，从而使所需高压液空量增加。

2.2 主换热器冷端空气温度

如果出主换热器冷端的空气温度高于其饱和温度，即空气存在过热度，那么过热空气在进入下塔后，将首先会使得下塔的部分液空汽化。为了平衡下塔的液体量，进入下塔的液空量就必须增加，也就是高压液空量要增加。很明显，冷端空气过热度越大，则进入下塔后汽化掉的液空量越多。空气过热度与汽化液空比率（汽化的液空量与冷端空气量之比）的关系见表 1。

表 1 汽化液空比率与空气过热度的关系

冷端空气过热度	1K	2K	3K	5K	10K
汽化液空量/冷端空气量	0.75%	1.48%	2.19%	3.58%	6.89%

相反，如果主换热器冷端空气已有少量液化，这些液空补充到下塔后，就会使得所需高压液空量相应减少。

降低出主换热器冷端空气的温度对减少高压液空量有利。对于高、低压各股流都放在一个换热器

中的组合式换热器，一般使得高压液空温度升高的因素同时也会使得主换热器冷端空气温度升高，其中主换热器冷段空气量过大（即膨胀量过小）对冷端空气温度的影响往往比对高压液空温度的影响更大。

2.3 膨胀机后空气温度及机后带液

膨胀机后空气直接进入下塔，它的影响与出主换热器冷端空气相同，即如果膨胀机后空气过热，它会使得所需高压液空量增大；如果机后带液，则可以相应减少高压液空量。

关于膨胀空气温度，一般的说法是“高温高焓降”，即空气在较高的温度下膨胀时，可以产生更多的冷量。但由于空分精馏过程是在 -174℃ 之下进行，而所取出的低温液体产品的温度则更低，“高温高焓降”所得到的较高温度下的冷量，需要经与较高压力的空气换热并将液空节流后，才能转化为更低温度下的冷量。所以说，在空分设备中，提高膨胀空气温度不一定能减少能量消耗。而对于液体产量较大的内压缩流程空分设备和液化装置，采用机后带液的膨胀机直接产生与低温液体产品温度更接近的冷量，就减少了冷量由高温区域向低温区域的转换过程，从而也可能减少冷量转换过程中的各种损失，结果往往更节能。

2.4 全液体膨胀机的使用

与高压液空的节流相比，高压液空经全液体膨胀机膨胀后，液空的温度更低，汽化率更小（甚至有可能仍是过冷液空）。所以说，在内压缩流程空分设备中使用全液体膨胀机可以减少所需高压液空量。利用全液体膨胀机可以得到部分电能，但更主要的是得到冷量，由于它所得到的是低温液体温度下的冷量，这就比使用气体膨胀机产生同样多的冷量更有意义。

2.5 精馏塔跑冷

精馏塔跑冷变化也会引起所需高压液空量的改变。计算表明，精馏塔跑冷每增加（减少）1J/s，需要增加（减少）的液空量大约是 15.6m³/h。

空分设备低温部分（包括精馏塔、低温液体泵等）跑冷对设备性能影响比较大，空分设备的冷量损失主要是由主换热器的热交换不完全冷损失和冷箱跑冷损失两部分组成，但在冷损失相同的情况下，冷箱跑冷损失对装置性能的影响通常要比热交换不完全冷损失所带来的影响大得多。所以说，做

好冷箱保温工作对提高装置性能很有意义。

内压缩低温液体泵、循环粗氦泵及为提高降膜式主冷循环倍率而设置的循环液氧泵的效率如果过低,则在运行中会有更多的电能转化为低温液体的热量,结果使得低温液体温度升高,这就相当于冷箱低温部分的冷损增加,对装置性能有较大影响。为了减少这种冷损,内压缩流程空分设备中的各种低温液体工艺泵应当尽量选用效率较高的低温泵,并且最好采用变频方式调节流量,尽量避免或减少泵后回流。

2.6 液氧产品过冷

大型低温液体贮槽一般都是常压贮槽,工作压力在 10kPa 以下,而空分设备主冷或上塔底的压力在 35kPa 左右,如果直接由主冷或上塔底取出饱和液氧作为液氧产品,那么液氧产品在进入贮槽后,将会有一定的闪蒸损失。内压缩流程的液氧产量往往较大,因闪蒸而损失掉的液氧也就可能较多。此外,液氧产品在输送至贮槽的过程中会有热量进入,这会引起液氧温度升高,闪蒸损失增大;大型贮槽有较大的外表面积,环境热量漏入的可能性较大,这也会引起液氧温度升高和产生液氧汽化损失。

对液氧产品进行过冷可以大大减少液氧产品的闪蒸和汽化损失。让液氧产品在出冷箱前,先经过冷器降低温度,这样进入贮槽的液氧产品就可能是有一定过冷度的,不仅本身不会闪蒸汽化,而且还能将贮槽内已经汽化的氧气又重新冷凝成液氧。

液氧产品过冷时,因液氧产品从精馏塔系统带出的冷量增多,这将使所需高压液空量略有增大。计算表明,液氧产品温度每降低 1K,需要增加的液空量大约相当于液氧产品量的 1%。液氧产品过冷时,可以在公式(2)中将液氧量 Q_{LO} 分为内压缩液氧量和液氧产品量两部分,内压缩液氧量部分仍采用原来的系数 1.3,而液氧产品量之前的系数可根据液氧过冷度情况取 1.3~1.4 即可。

2.7 由过冷器后取出液氮产品

通常,液氮产品是由上塔顶部位置取出,这是经闪蒸后留下的液氮,温度最低,这样的液氮在送入液氮贮槽后,闪蒸汽化率较小。但从上塔顶部位置取出液氮产品,需要有一根从冷箱顶下来的液氮产品管道,而且液氮产品的压力比较低。有些空分设备,从过冷器后(节流阀前)直接取出液氮产

品,这样可以省略那根从冷箱顶下来的液氮产品管道,而且液氮产品带有一定压力,可以将其送入有一定压力的贮槽内或直接充入槽车。

从过冷器后取出的液氮产品温度要比上塔顶取出的液氮产品温度高 2K 左右,因液氮产品带出的冷量减少,使所需液空量略有减小。计算表明,从过冷器后取出液氮产品与由上塔顶取出液氮产品相比,前者能减少的液空量相当于液氮产品量的 2% 左右,即只要将公式(2)中液氮产品量 Q_{LN} 前的系数由 1.17 改为 1.15 就行。

2.8 主冷和主换热器形式

目前大型空分设备的上塔已普遍采用规整填料塔,上塔压力变化范围已不大,而下塔一般仍用筛板塔。由于所采用的主冷形式不同,降膜式主冷的传热温差要比浴式主冷的温差更小,各套空分设备的下塔压力仍有一定差异。对于进下塔的饱和液空,压力越低,它的焓值也越低,所以下塔底部压力对所需高压液空量也有一点影响。公式(2)是在下塔底部压力为 420kPa 条件下得到的结果,这基本上是采用降膜式主冷时的下塔底部压力。如果下塔底部压力比 420kPa 更高,则所需高压液空量也会增多一些。计算表明,下塔底部压力每增加 10kPa,所需高压液空量约增加 0.3%。

内压缩流程空分设备的主换热器主要有组合式(高、低压组都放在一起)和分体式(高、低压组分开)两种形式。一般来说,在组合式主换热器中冷量和热量的分配较为均衡,而分体式主换热器中冷量和热量的分配有可能不太均衡。所以一般认为,内压缩流程中使用组合式主换热器可以节能,如果使用的是分体式主换热器,所需高压液空量可能会增加一些。

3 公式使用举例

几套内压缩流程空分设备高压液空量的估计实例见表 2。

4 总结

(1) 根据热量平衡,利用线性回归方法,得出了内压缩流程空分设备所需高压液空量与内压缩的液氧、液氮量以及各种低温液体产品量之间存在的线性关系式;

(2) 主换热器冷端的高压液空温度和空气温度如果偏高,将使得所需高压液空量增大;