

125002

高等学校教学用书

工厂热工学

苏联 П. Д. 列别杰夫 A. A. 舒金著

电力工业出版社

高等學校教學用書

工厂热工学

苏联 П. Д. 列別傑夫 A. A. 舒金著

夏 彦 儒譯

苏联高等教育部批准作为动力学院教材

电力工业出版社

內 容 提 要

本書分为兩部分。第一部分叙述工厂設備中广泛采用的各种热力設備的構造和計算問題。这些热力設備包括以各种工質(主要是水与蒸汽)工作的热交換設備。在这一部分中对冷凝和干燥設備、变热器和收集凝結水的設備也作了研究。

第二部分介紹制造各种可燃气体的方法,并对气体發生裝置的主要指标和最重要的設備作了計算。此外,在本部分中也說明了工業爐的工作原理及其計算方法。

本書在苏联被批准作为高等教材,在我国可作为高等工業学校热工專業和动力机械專業的教材。

П. Д. ЛЕВЕДЕВ А. А. ЩУКИН

ФАБРИЧНО-ЗАВОДСКАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

ГОСЭНЕРГОИЗДАТ МОСКВА 1948

工 厂 热 工 学

根据苏联国立动力出版社1948年莫斯科版翻譯

夏 彦 儒 譯

*

577R141

电力工業出版社出版(北京府右街26号)

北京市書刊出版營業登記證出字第082号

北京市印刷一厂排印 新华書店發行

*

787×1092 $\frac{1}{16}$ 开本 * 20 $\frac{1}{4}$ 印張 * 499千字 * 定价(第10类)2.90元

1957年8月北京第1版

1957年8月北京第1次印刷(0001—2,100册)

編 者 序

本書取材于榮膺列寧勳章的莫斯科 B. M. 莫洛托夫動力學院的講稿，這本講稿是該校根據蘇聯高等教育部批准的“工廠熱工學”課程的教學大綱對工業熱工專業的大學生講授的。

本書分為兩部分，第一部分——“利用熱能的裝置”的讀者對象，是進一步學習工業爐與氣體燃料生產專業的大學生及研究該專業課程的大學生。第二部分——“工業爐與氣體燃料的生產”的讀者對象，是進一步學習蒸汽動力工程的大學生和學習利用熱能的乾燥裝置和制冷裝置專業課程的大學生。

在從事于工業的工程技術人員的培养中，工廠熱工學這門課程具有很大的意義；在實際業務中，這些專門人員不能不接觸到多種的熱工設備、各種類型的热交換設備、乾燥設備、制冷設備、變熱器、工業爐與發生煤氣的設備。在這些設備的运行過程中，也不能不解決一些在各該工業的整個熱力系統中如何合理地利用熱能的問題。在這些值得注意的問題中，最具重要意義的是燃燒燃料的裝置和消費蒸汽的裝置中的廢熱的利用。在蘇聯，採用高效率鍋爐裝置（到 90%）并在高的蒸汽初參數下同時供熱供電（熱化）的巨型發電廠，在生產過程的合理方面及節約燃料方面已具有較高的成就。在這些發電廠中，發生熱能与電能的过程已達高度的完善地步，而再要節省燃料，縱然是稍為節省，都會使投資大量增加并帶來很大的困難（在高參數下需用特种金屬等等）。

但是在全國耗費燃料比所有的發電廠還多，且在國家燃料平衡中佔重要地位的工業企業里面，熱能的利用絕不能認為是令人滿意的。

大多數燃用燃料的工藝設備都在很低的效率下运行，這基本上是由于沒有充分地利用工業爐中的熱能与沒有充分地利用出口氣體內的熱能（機械制造中黑色金屬与有色金屬的熔爐与加熱爐）的緣故。

很多使用蒸汽的裝置在不合情理的蒸汽參數与低的傳熱系數下运行着。他們不僅不利用蒸汽的凝結水，甚至不利用乏氣的热。差不多在所有的工業中人們對凝結水的管理工作極少注意。

工業企業的热工技術人員与發電廠技術人員在所需的專業技術方面虽有很大的差別，但按照專門的教學計劃来进行培养只是近几年的事。这种教學計劃包含好几門科目，而初次出版的本書就是對這些科目的原理予以敘述。仅由“工業熱能動力學”教研組的成員且只在“燃燒工業熱工學”教研組的協助下来創作这样一个課本，是一个很艰巨的任务，因为所牽涉的問題既紛歧又广泛。有些問題整個沒有提到，因为在下学期按照學生更深入專業化而开的專門課程中會詳細討論這些問題。例如熱交換器的計算、廢熱鍋爐和煤氣設備的計算与構造都屬於這一类。

本書闡明設備与系統的熱力計算的基本問題，敘述設備与裝置的最常見的类型，并介紹运行中正確地进行熱力过程的簡單指示。本書假定讀者已具有基礎技術課的知識，如工程熱力學、傳熱學等；因此只有在特殊的情形下，即要求較詳細的研究時，才例外地回顧到它們。必須指出，在本書兩篇中所敘述的一切設備与裝置，只是从熱的觀點来研究的，這就是說，从它們的热平衡和傳熱过程来研究的；关于产品的制造工艺問題，一般地差不多沒有提到。這些必須在以后各學

期所开的專門技术課程中去研究。

本書第一部分，除討論变热器的第八章是工学副博士 Г. А. 阿郎斯講師所写外，其余都是工学副博士 П. Д. 列別傑夫講師写的。

第二部分是工学副博士 А. А. 舒金講師写的。

М. Ю. 路利叶、Н. А. 謝密年柯、Е. Я. 索柯洛夫与 И. С. 巴賓尔克斯諸教授在評閱本書时提供了許多宝贵的指示，著者和編者謹向他們致以深切的感謝。工業热能动力教研組的同事們 С. А. 卡李京、В. С. 伊薩叶夫和 Н. В. 噶尔彼陵娜諸助教及 М. С. 扎柯托娃工程师都参加了稿件的整理工作，茲向他們表示感謝。

В. В. 路克尼茨基

目 录

編者序

第一部分 用热裝置

第一篇 热交換器及裝置

引言 5

第一章 連續工作的單向式和混合式热

交換器 8

1-1 热媒無集态变化的表面式設備 8

1-2 在热媒之一有集态变化的情况下工作的 表面式热交換器 19

1-3 两种热媒都有集态变化的表面式設備 31

1-4 具有帶肋加热面的設備 34

1-5 無隔牆而热媒直接混合的設備 38

第二章 週期工作的單向傳热設備及回

热器 47

2-1 水鍋蓄热器 47

2-2 反应設備 52

2-3 回热式的設備 54

第三章 濃縮設備 60

3-1 关于水溶液濃縮过程的一般概念 60

3-2 濃縮设备的分类 64

3-3 广泛采用的連續工作的濃縮器的構造 66

3-4 多級濃縮裝置的原理 70

3-5 濃縮裝置的計算方法 74

3-6 濃縮裝置的热力計算 78

3-7 次級蒸汽在濃縮裝置中的分离 90

3-8 濃縮裝置中發生真空的方法 92

第四章 蒸餾与精餾裝置 98

4-1 兩質混合物的基本物理化学性質 99

4-2 蒸餾液体的方法 105

4-3 精餾塔的構造、精餾裝置的分类及佈置 108

4-4 精餾和蒸餾裝置中的过程及如何將它們 表示在圖上 110

4-5 精餾兩質混合物时求所需塔板数目的 方法 112

4-6 連續作用精餾裝置中蒸汽耗量的計算 116

第五章 干燥裝置 118

5-1 材料的自然干燥与人工干燥 118

5-2 干燥靜力学与动力学、干燥時間 119

5-3 材料在干燥过程中的变形 125

5-4 湿空气的 Jd -圖及其作法 126

5-5 各基本过程在 Jd -圖上的表示 131

5-6 利用 Jd -圖作干燥計算 135

5-7 干燥过程的各种方式 143

5-8 对干燥器的要求与干燥器的类型 147

5-9 最流行各类型干燥器的構造 149

5-10 新干燥法 156

第六章 关于工業企業的凝液經濟及凝液回

收方法的基本知識 157

6-1 阻汽器的用途及类型 157

6-2 开口浮子凝結水箱的計算与選擇 162

6-3 安裝、运行和控制阻汽器的基本法則 164

6-4 凝結水所含热量的利用。凝結水的收回 166

6-5 凝結水泵电动机的馬力与凝結水泵的靜 吸头和靜吸升 167

第二篇 制冷裝置与变热器

第七章 制冷裝置 169

7-1 制冷工程的任务与重要性和人工制冷的 方法 169

7-2 压縮制冷机的循环 170

7-3 制冷剂 and 它們的性質 177

7-4 蒸汽压縮制冷机及其设备的構造 179

7-5 吸收式裝置的工作原理 183

7-6 吸收裝置中的过程 185

7-7 簡單吸收裝置的热力計算 188

7-8 蒸汽冲射式的制冷裝置 193

第八章 变热器 195

8-1 机械变热 195

8-2 用引射器来变热 198

8-3 化学变热 208

8-4 变热器在工業中的应用	211
8-5 天然热的壓縮	217

第二部分 燃烧气的生产和工業爐

第三篇 燃烧气的制造

第九章 燃烧气	221
9-1 燃烧气及其組成与分类	221
9-2 燃烧气在工業中的重要性	223
第十章 固体燃料的干餾	225
10-1 燃料干餾的要点	225
10-2 固体燃料的半焦化	226
10-3 固体燃料的焦化	227
10-4 固体燃料的其他加工方法	229
第十一章 固体燃料的气化	230
11-1 气化过程中各主要反应的次序	230
11-2 热化学反应的热效应	231
11-3 瓦斯發生爐的理想和实际过程	232
11-4 化学反应的速度与化学平衡	234
11-5 瓦斯發生爐的工作原理, 發生爐中的各区域	236
11-6 影响固体燃料气化过程的主要因素	238
11-7 發生爐瓦斯的組成, 發生爐瓦斯中的杂质	239
第十二章 瓦斯發生爐裝置	241
12-1 瓦斯發生爐的構造	241
12-2 瓦斯發生裝置的流程圖	246
12-3 瓦斯發生裝置的計算	248
12-4 气化固体燃料的新方法	251
第十三章 气体燃料和廢水的冷却及淨制	256
13-1 瓦斯的冷却	257
13-2 瓦斯的除灰	260
13-3 水湿除灰法	261
13-4 除澀青法	262
13-5 用电淨制瓦斯	262
13-6 瓦斯中的硫化氫的清除	263
13-7 廢水的处理	264

第四篇 工業爐

第十四章 爐子在工業中的重要性。爐子構造的一般方式。燃料在爐內燃燒的特点	265
14-1 爐子的用途及其在工業中的重要性。爐	

子構造的一般方式	265
14-2 工業爐中和蒸汽鍋爐中燃燒技术的差別。工業爐中燃燒燃料的一般原則	267
14-3 固体燃料在工業爐中的燃燒	270
14-4 煤粉爐	273
14-5 重油及油煤混合物的燃燒	275
14-6 气体燃料在工業爐中的燃燒	278
14-7 燃料在爐中燃燒的几种可能的方案及加热方法的选择	281
第十五章 燃料燃燒的計算	282
15-1 气体燃料燃燒的計算	282
15-2 固体和液体燃料的燃燒計算	284
15-3 半气化过程的近似計算	286
15-4 燃燒溫度的計算	287
15-5 燃料的 J 燃燒圖	289
第十六章 工業爐的物質平衡及热平衡、工業爐的效率、乏气热的利用	289
16-1 爐子的物質平衡	289
16-2 爐子的热平衡及效率	290
16-3 工業爐的热平衡中各項的計算法	293
16-4 燃料的單位耗量及減少耗量的方法	294
16-5 烟道气离开爐子时所含热能的利用	296
第十七章 工業爐的傳热、工業爐中气体运动的特点	300
17-1 爐牆因导热而向周圍損失的热量的計算	300
17-2 透过爐門向外輻射而損失的热量的計算	301
17-3 向爐牆加热期間爐牆中所儲蓄的热量(Q_6)	301
17-4 爐子工作空間內的热交换及其計算	302
17-5 爐中气体运动的特点	307
第十八章 工業爐的热系統及構造方式	311
18-1 室狀加热及熔煉爐	311
18-2 反射熔煉爐	314
18-3 連續加热爐	315
18-4 坑道窑	316
18-5 直筒爐	316
18-6 热系統的檢查及爐子的自动調節	317
第十九章 工業爐的計算程序及計算示范	318
参考文献	322

第一部分 用热装置

第一篇 热交换器及装置

引言

热交换器 用以使热量由一个物体传到另一物体的装置叫做**热交换器**(换热器)。热交换器中可发生各种热力过程——温度的改变、蒸发、沸腾、凝结、熔化、凝固及更为复杂的联合过程，例如蒸馏与精馏。参加换热过程的物体可能不只两个，热量可由一个物体传到一些其他物体，或由一些物体传到一个物体。参加传热过程的物质，叫做“热媒”。

热媒 依照生产过程的需要，采用各种不同的气体、液体及固体作为热媒。

热交换器中所采用的热媒可能是烟道气、水蒸汽、水、油、各种盐的溶液和液体的混合物、金属、建筑材料及其他在热交换中作居间的物质。在用以加热的热媒中，烟道气、水蒸汽与热水采用最广。下文将对这几种热媒作较详细的讨论。

烟道气 只有在工业制品或材料不怕烟与灰的污损，而且就地有烟道气可资利用时，才用烟道气为加热的热媒以直接加热各种工业制品及材料，因为烟道气的输送，纵然是距离不大，也有很大的困难。如拟加处理的材料不宜污损，则用烟道气加热空气，再用空气向材料加热。用烟道气作为热媒的主要缺点就是：它需要笨重的设备，因为它的传热系数低；热交换器中工作过程的调节很复杂；换热面比较快地由于飞灰及净面时的机械损伤而损坏。

水蒸汽 以水蒸汽作为热交换器加热的加热热媒在工业上采用的很广泛。在热交换器及热交换装置中利用的水蒸汽，有时直接来自蒸汽锅炉，有时来自汽轮机的中间撤汽，或者来自背压式汽轮机的排汽。

由于水蒸汽在凝结时的焓量变化很大，而只须不大重量的蒸汽就可传递很多的热量，故水蒸汽广泛被采用为热媒。又因水蒸汽在凝结时的散热系数很大，故热交换器所需的加热面比较小。水蒸汽在一定压力下凝结时，维持温度不变，这也是它的大优点，因为这样可便利运行。水蒸汽的主要缺点是饱和温度提高时它的压力增长得很快；例如压力为1绝对大气压时，蒸汽温度为99.1°C，而只在压力为100绝对大气压时才能得309.5°C的饱和蒸汽温度。因此，只有在需要比较低温的热媒时(约60—150°C)才采用水蒸汽加热。在热交换器中用的蒸汽压力多半在2至12绝对大气压。用蒸汽作高温加热的热交换器非常笨重，且具有厚的锅壁和法兰盘，其价很高，所以很少采用。

在暖气装置中很广泛采用的热媒是热水。水在特制的热于水锅炉中或电热装置中受热。在电热装置中由汽轮机的撤汽进入热交换器(水锅)向水加热，热水由水泵送达用热设备——暖气设备和热交换器(用户的水锅)，冷却后回到热网水泵，再回到固定式热交换器(水锅)中加热。

用水作热媒的主要优点是：用压力比较低的水蒸汽以加热水可得到更大的电能产量；输送期间的热损失很小(在绝缘良好的管子中水温的降低约为每公里1°C)；与高的散热系数。与水蒸汽比较起来，热水的缺点是热交换装置系统由于添置输送水泵而复杂化。必须指出，工业热交换器中很少用电热站热交换器(水锅)中的热水为加热的媒质，因为它的温度比较低(最高约130°C)。

現在工業熱交換裝置中有人採用高沸點液體為熱媒，例如礦物油，聯苯，二苯醚，道特爾姆（聯苯與二苯醚的混合物），金屬的溶液等等及高到 200 大氣壓的水蒸汽，以向需要處理的制品與材料加熱到 250—300°C。

設備的分類 在工業的各部門中熱交換設備應用很廣，各熱力裝置的附屬設備中^①也有很多是熱交換設備。

依其用途的不同，熱交換設備稱為加熱器，冷凝器，空氣和水的省煤器，蒸發器，蒸汽再生器，水鍋——蓄熱器，洗氣器，回熱器，濃縮器等等。

依其工作原理，熱交換設備可分為表面式與混合式兩種。

在表面式熱交換設備中，兩種熱媒用固體牆壁分開，牆壁與熱媒接觸的表面叫做**加熱面**。熱媒與熱媒之間的热交換是經由這個牆壁來進行的。一種熱媒放出熱量給牆壁，另一熱媒由牆壁吸取熱量。

如牆壁與各熱媒間的热交換是經由不同的表面進行的^②，這種熱交換器叫做**單向傳熱式**。在工作過程中，這類設備隔牆上任何一點的热流維持同一方向。

也有一種熱交換器，其中兩種熱媒輪流和同一表面接觸。這種熱交換器叫做**回熱式**。在牆壁與熱媒之一發生接觸的期間，牆壁吸收熱量而把它儲蓄起來，在下一個時期同一面和另一種熱媒接觸時，熱媒向牆壁吸取它所儲蓄的熱量。在牆壁上每一點的热流週期地反向。

在大多數的單向熱交換器中，熱量由一種熱媒傳遞到另一種熱媒是連續進行的，因此這種設備，一般是連續工作的熱交換器。只有週期地充滿和放出熱媒的單向換熱設備，才是週期工作的設備。

大多數回熱式熱交換器都是週期工作的設備，各熱媒按不同的時期進入設備。有些換熱器具有運動着的牆壁，輪流地與不同的熱媒流接觸而繼續不斷地由一種熱媒流將熱量轉移到另一種熱媒流。只有在這一種回熱設備中才實

現了連續工作。

在單向熱交換器與回熱式熱交換器中，熱交換都有與熱媒接觸的固體牆壁表面，所以它們總稱為表面式。

在混合式熱交換器中，熱交換是以液體與氣體熱媒的直接接觸和混合來實現的。

現代熱交換器的構造式樣極為繁多。在決定熱交換器的構造的因數中，最主要的是它的工作條件。例如具有平坦加熱面的設備（平板式的空氣預熱器，圖 1-6）只能在加熱與受熱媒質的壓力相差不大的條件下工作。具有圓筒形加熱面的換熱器，例如管式與蛇形管式的設備，可在高壓力下工作，且管子不必很厚。

在各種設備中，各部分的構造也不同。例如熱脹現象的補償問題，在各種設備中用不同的方法來解決，有的用活動的尾部管板（圖 1-10e），有的用 U-形管（圖 1-10d），有的將管子作成有伸縮性的式樣（圖 1-10g），有的在管板上用密封補償法（圖 1-10i），最後，在熱媒溫差不大的設備中，也有不予補償的（圖 1-10a）。

設備在工作地點的安裝方法也影響到它的構造；它可能是臥式的，立式的，或傾斜的。立式熱交換器佔據較小的地位，所以用者最多。

依照熱交換器的用途及工作條件，它們的各部件可能由不同的金屬製成（銅、鋁、鐵、有色金屬或其合金，例如黃銅）或由各種建築材料製成，例如耐火磚、陶瓷管等等。有時用金屬作殼子而用某種建築材料作里襯。

由上所述，熱交換器的類型和構造是式樣繁多的，下文只討論最有代表性的幾種。

熱交換器的完善係數 設計新熱交換器或試驗現有的熱交換器時，有將它們的工作性能作一比較的需要；對工作性能作估價時常採用下述各係數。

效率 熱交換器的效率等於吸熱熱媒在熱交換器中得到的熱量，對放熱熱媒冷卻到工作過程中的最低

① 熱力裝置的基本設備——蒸汽鍋爐，也是熱交換器。

② 這就是說：甲種熱媒與牆壁的甲面換熱，乙種熱媒與它的乙面換熱。——譯者

溫度時可能放出的熱量之比。這個最低溫度常是環境媒質的溫度。熱交換器的熱平衡方程式如下：

$$Q_1 = Q_2 + Q_n + Q_{yx} \text{ 千卡/時,}$$

式中 Q_1 ——加熱熱媒冷卻到可能的最低溫度時所放出的熱量；

Q_2 ——較冷熱媒在熱交換器中得到的熱量；

Q_n ——由設備表面損失的熱量；

Q_{yx} ——將由設備流出的高溫熱媒冷卻到可能的最低溫度時可能放出的熱量。

設備的效率，根據定義，是

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1}.$$

如設備中兩種熱媒沒有集態的變化：

$$\eta = \frac{G_2 c_2 (t_2'' - t_2')}{G_1 c_1 (t_1' - t_0)}, \quad (a)$$

式中 G_1 與 G_2 ——高溫與受熱熱媒的流量，公斤/時；

c_1 與 c_2 ——分別為 t_1' 與 t_0 、 t_2'' 與 t_2' 溫度間隔中的比熱，千卡/公斤 $^{\circ}\text{C}$ ；

t_1' 與 t_2' ——熱媒的最初溫度， $^{\circ}\text{C}$ ；

t_1'' 與 t_2'' ——熱媒的最終溫度， $^{\circ}\text{C}$ ；

t_0 ——在設備的過程中觀察到的最低溫度。

如加熱熱媒在設備中有集態變化（蒸汽熱水鍋等），則

$$\eta = \frac{G_2 c_2 (t_2'' - t_2')}{D_1 (i_1 - c_1 t_0)}, \quad (b)$$

式中 D_1 ——加熱蒸汽的數量，公斤/時；

i_1 ——它的焓，千卡/公斤。

如設備中所用的兩種熱媒都有集態的變化（蒸發器、蒸汽再生器等），則

$$\eta = \frac{D_2 (i_2 - c_2 t_2')}{D_1 (i_1 - c_1 t_0)}, \quad (b)$$

式中 D_2 ——所得次級蒸汽的數量，公斤/時，等於（如設備沒有沖洗排汽）進入熱交換器的受熱熱媒數量；

i_2 ——次級蒸汽的焓，千卡/公斤。

保熱系數 考慮到由設備的絕緣表面損失於環境媒質的熱量。這個系數等於受熱熱媒所接受的熱量 Q_2

對放熱熱媒在設備中所放出的熱量之比：

$$\eta_n = \frac{Q_2}{Q_2 + Q_n} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_{yx}}.$$

在實際情況中， $\eta_n = 0.94 - 0.99$ ；較大的數值屬於絕緣良好而產熱量很大的設備。測定向環境媒質損失的熱量的方法，在暖氣通風學及傳熱學中詳細討論。

換熱表面利用系數是有效地參加熱交換的熱面對總熱面之比，

$$\eta_F = \frac{F_a}{F}.$$

在實際情況中 $\eta_F = 0.75 - 1.0$ 。較小的數值屬於設計不良的設備。在這種設備中，形成了熱媒停滯的區域，故有一部分熱面沒有參加熱交換。

求新設計的設備和現有的設備的這些系數時，可用模型來研究熱媒流在其中的運動。M.B. 基爾皮切夫院士學派的科學家們所研究出的熱交換器模化法，常給出很大的效果因而在實際工程中應該廣泛採用。

例 1-1 熱水鍋在下列條件中工作，求它的效率與保熱系數。受熱水量 $G_2 = 100$ 噸/時，在水鍋中水溫由 $t_2' = 55^{\circ}\text{C}$ 提高到 $t_2'' = 95^{\circ}\text{C}$ 。由汽輪機撤出的放熱蒸汽壓力 $P_1 = 1.2$ 絕對大氣壓（ $i_1 = 710$ 千卡/公斤， $q_1 = 104$ 千卡/公斤）。

向環境媒質損失的熱量等於水鍋產量（水所吸收的熱量）的 2%。

水鍋的蒸汽耗量：

$$D_1 = \frac{Q_2 1.02}{i_1 - q_1} = \frac{1000 G_2 (t_2'' - t_2') 1.02}{i_1 - q_1} \\ = \frac{100000 (95 - 55) 1.02}{710 - 104} = 6735 \text{ 公斤/時.}$$

水鍋的熱平衡方程式：

$$Q_1 = Q_2 + Q_n + Q_{yx},$$

此處 $Q_1 = D_1 i_1 = 6735 \times 710 = 4\,780\,000$ 千卡/時；

$$Q_2 = 1000 G_2 (t_2'' - t_2') = 100\,000 (95 - 55) \\ = 4\,000\,000 \text{ 千卡/時；}$$

$$Q_n = 0.02 Q_2 = 0.02 \times 4\,000\,000 = 80\,000 \text{ 千卡/時；}$$

$$Q_{yx} = D_1 q_1 = 6735 \times 104 = 700\,000 \text{ 千卡/時.}$$

水鍋的效率：

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{4\,000\,000}{4\,780\,000} \approx 0.836,$$

保熱系數：

$$\eta_n = \frac{Q_2}{Q_2 + Q_n} = \frac{4\,000\,000}{4\,000\,000 + 80\,000} \approx 0.98.$$

註：在本例中，外面空氣的溫度，也就是放熱熱媒可能降到的最低溫度，等於 0°C 。

計算步驟 設計熱交換器時要作熱力計算，即根據給定具體的條件求設備的加熱面及其基本尺寸。在未作熱力計算以前，必須先規定熱交換器的式樣。

由熱力計算的結果得到熱交換器的構造尺寸之後，就進行流體力學的計算，即求它對流體的阻力，因為假如設計的熱交換器有大的流阻，就需要消耗更多的電能來帶動通風機和水泵，從而降低其經濟性。

在大多數的場合下，熱媒流速高就可得到大的傳熱系數和小的加熱面，但流速高則流阻大，流阻大則熱交換器在運行中多消耗電能。

因此常須作技術和經濟的計算來選定最有利的熱媒流速。

有時熱交換器的流阻是指定的。比方說，假如熱交換器必須安裝在電熱網中的正流綫與回流綫之間而必須利用既定的壓力差，就是這種情況。

將熱力計算和流體力學計算結合之後，再作所有各部件的強度計算（機械計算）。如設備必須在超過 0.7 表大氣壓的壓力下工作，則熱交換器的建造必須依照鍋爐監察局的監察條例。

本書中只討論最流行的熱交換器的熱力計算與構造計算。流體力學的計算和機械計算另有專門書籍詳細討論。

第一章 連續工作的單向式和混合式熱交換器

1-1 熱媒無集態變化的表面式設備

熱交換器的類型與構造 各種管式加熱器，分節熱水鍋，疊片式與肋式的空氣預熱器，冷卻器，光管及肋管省煤器等設備都屬於這一類，在這類加熱器中，兩種熱媒的溫度都

沿整個熱面作連續變動。

圖1-1所示的管式熱交換器是最老而最流行用來冷卻或加熱液體的設備。這種設備有

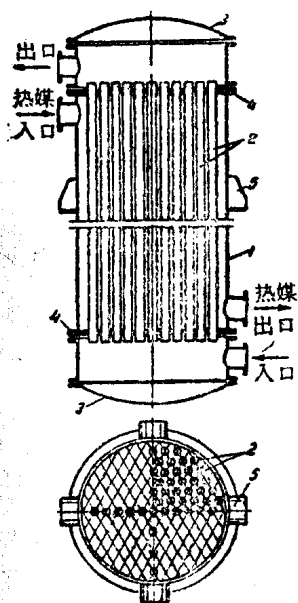


圖 1-1 管式熱交換器
1—外殼；2—管子；3—
蓋板；4—管板；5—托架。

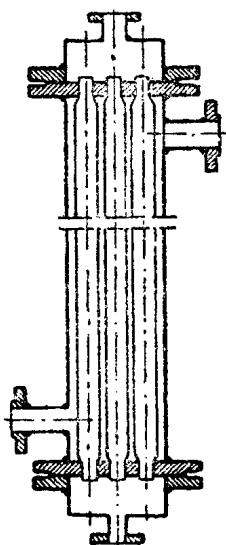


圖 1-2 管子兩端縮
小的熱交換器

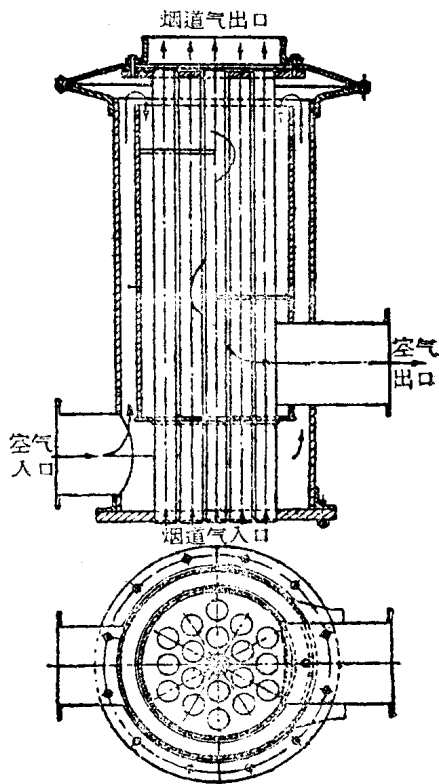


圖 1-3 管式空氣預熱器

一个圆筒形的外壳；管板焊在外壳上，管子用滚辗法接于管板上；上下有盖，以螺栓连接于管板外壳。管子常是用钢或黄铜作的，其厚度为1.5至2.5公厘。这种热交换器多半是用焊接的方法制造的，而只是在热媒温度与环境媒质的温度相差不多而外壳和管子的热膨胀差别不需补偿时才可应用。

在这种设备中，在管内流动的热媒加热于(或冷却)管外流动的热媒。管式热交换器的特点是管子与管子间的空隙和管子内的断面积比较起来很大，可能是它的2.5—3倍。因此如

两种热媒的流量相等，则在管子间的空间流动的热媒的散热系数就较小，因而显著地降低热交换器的传热系数。

为了将通道截面扯平，将管子两端缩小再辗入管板。图1-2为这种热交换器的简图。为了使空气省煤器(用炽热的烟道气预热空气的单向热交换器)中管子各方面的流速均匀，在管外空间中安装着挡板(图1-3)。为了减少灰分对省煤器的阻塞，常使烟道气在管中流动而空气在管外空间中流动。

如两种热媒都是液体，则因管子外面积垢

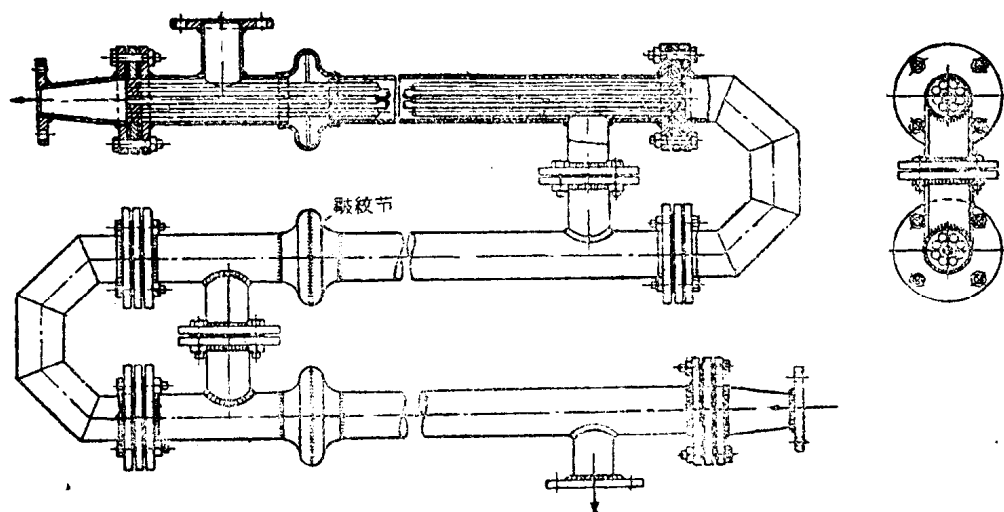


图 1-4 分节管式热交换器

很快，且挡板使净面工作困难故不宜用挡板。在这种场合下，常用分节的管式热交换器(图1-4)；在相同的液体流量下，管内速度与管外速度的差别较小而传热系数较单道管式热交换器的高些。为了减少环状通道，两个管板都作成固定的，不用内挡板而各节都是单道的。

为了补偿热交换器壳子的热膨胀，壳子上装皱纹补偿器(伸缩波纹节)，这样也使将后管板(连同滚辗在板上的管子)装上时可能用螺栓拔紧。在有些场合中，为了使管组容易取出以便修理或除垢，管板是用管子螺纹旋上的，使管板内部的直径比水锅壳子的内径小2—4公厘。热交换器壳子及内部管子一般地用标准品质的无缝钢管制成。在图示的构造中，热交换器的加热面对容积之比达80公尺²/公尺³，重

量为80—50公斤/公尺²。

生产量不大的热交换器可用钢制或黄铜制的“套管”，如图1-5所示。

上述分节热交换器的缺点是：(1)热面的单位价格高，因为分节增加了热水锅中最高贵的部件——管板、法兰接头、通道、皱纹补偿节等等；(2)与单道管热交换器比较，水流的路径长，节数多，故对水的阻力大，因而显著



图 1-5 单管加热器(套管)

地增加水泵耗电量。

管式热交换器的优点是它的严密性，在任何压力下工作都可避免一种热媒溢流到另一种热媒中去。

第二种在無集态变化下工作的典型热交换器是叠片式空气预热器(热风器)，如图 1-6 所示。

叠片式热交换器的式样很多，在两种热媒的散热系数相差不多(例如火热的烟道气与空气)时用之。为了合理地利用加热面，佈置板与板之间的距离(即热媒的通路)，应使两种热媒有适当的流速以求得兩面的散热系数相等(圖1-6中的1与2、3与4)。板与板之间的距离通常为 15—20 公厘。叠片式热交换器的缺点是：它只能用于压力不大的场合；用螺栓及法蘭连接之处和板緣接縫之处都不够严密；清除污垢很困难。

热力計算 在工程中常見的有兩種热力計算。有时是給定了热交换器的出力，热媒和它的最初最終状态，要求确定热交换器的加热面与構造尺寸。这种計算叫作設計性的热力計算。另一种是給定了热交换器的構造与尺寸，热媒和它的最初状态，要求确定热媒的最終状态和热交换器的出力。这种計算叫作核算。

設計性的热力計算 求热交换器的加热面时，首先选定其类型与構造。

热交换器的出力与热媒的流量及其热平衡的温度方程式有关：

$$Q = G_1 c_1 (t_1' - t_1'') \eta_n = G_2 c_2 (t_2' - t_2'') \text{ 千卡/时} \text{①} \quad (1-1)$$

由(1-1)式求出热媒的耗量：

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 (t_1' - t_1'') \eta_n} \text{ 公斤/时。}$$

与

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_2' - t_2'')} \text{ 公斤/时。}$$

求热交换器的加热面时利用傳热方程式：

$$Q = k F \Delta t, \quad (1-2)$$

式中 k ——傳热系数，千卡/公尺²·时·度；

Δt ——热媒之間的平均温差，°C；

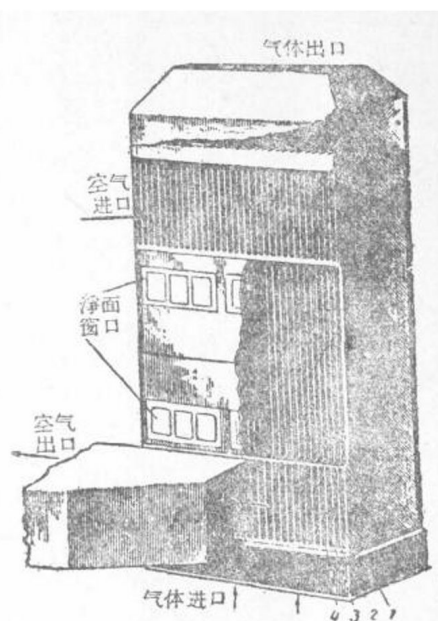


圖 1-6 叠片式空气预热器

F ——加热面面积，公尺²。

管式热交换器的加热面：

$$F = \pi d_{cp} L n, \quad (1-3)$$

式中 d_{cp} ——管子的平均直径，公尺；

L ——管子的长度，公尺；

n ——管子的号数。

叠片式热交换器的加热面：

$$F = a b n, \quad (1-3a)$$

式中 F ——板的一面的面积；

a ——板的宽度，公尺；

b ——板的高度，公尺；

n ——板的号数。

設計性計算所得的热交换器的加热面积，必須与所求得的热交换器的構造尺寸与輪廓尺寸合理化的条件相符，也須考虑到把它安裝到指定地点的可能性。

求散热系数时不能不先假定管子直径、热

① 此处 c_1 与 c_2 为平均定压比热，因为热交换器中的热过程多半可近似地当作定压过程。在下文中，假如没有特別註明，这个符号都代表平均定压比热。在 t_1-t_2 温度間隔中的平均比热可由真实比热表中查 $\frac{t_1+t_2}{2}$ 温度下的比热，或在平均比热表中查 (t_1+t_2) 温度的比热。在温度 t 下的真实比热可用表中温度 $2t$ 的平均比热。假如比热与温度之間是直綫关系，这个方法就是正确的。

媒的流速与管子号数，所以，根据(1-3)式只須变换管子长度 L 就可得到不同的加热面积。也許所求得的换热器太長；那就不得不假定新的热媒流速并另选管子直径再行核算，直至得到热交换器的合理構造尺寸与輪廓尺寸为止。

由第(1-2)式可知，求加热面面积时必须先求傳热系数和平均温差。

求圓形潔淨管子的傳热系数时用下式：

$$k = \frac{1}{d_{cp} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_{en}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{nap}}{d_{en}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{nap}} \right)} \quad \text{千卡/公尺}^2 \cdot \text{时} \cdot \text{度}, \quad (1-4)$$

式中 d_{en} ——管子內徑，公尺；
 d_{nap} ——管子外徑，公尺；
 d_{cp} ——管子平均直径，公尺；
 λ ——管子材料的导热系数，千卡/公尺·时·度；
 α_1 与 α_2 ——管子里面和管子外面的散熱系数，千卡/公尺²·时·度。

求 d_{cp} 时必须依照以下的規定：

- 1) 如 $\alpha_1 > \alpha_2$ ，則 $d_{cp} = d_{nap}$ ；
- 2) 如 $\alpha_1 = \alpha_2$ ，則 $d_{cp} = 0.5(d_{en} + d_{nap})$ ；
- 3) 如 $\alpha_1 < \alpha_2$ ，則 $d_{cp} = d_{en}$ 。

热交换器中所有的圓管，厚度常小于2.5公厘；計算时可用平壁公式。这样計算时，誤差不会超过1—3%。

潔淨平壁的傳热系数：

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \text{千卡/公尺}^2 \cdot \text{时} \cdot \text{度}, \quad (1-5)$$

式中 δ_{cm} ——管子厚度，公尺。

求散熱系数 α_1 和 α_2 时首先应規定热媒的流速。

在这种热交换器中，热媒的运动多半借助于水泵或鼓風机。

液体的流速常限于0.5—3公尺/秒，气体的流速常限于5—12公尺/秒。但有时也容許用其他的速度。

知道热媒在管內的速度和流量，选定了管子內徑 d_{en} ，就可用下式求它的号数：

$$n = \frac{Q}{900 \pi d_{en} w \gamma},$$

式中 d_{en} ——管子內徑，公尺；
 w ——管内热媒的流速，公尺/秒；
 γ ——这个热媒的重度，公斤/公尺³。

下一步是在热交换器橫断面中將管子排列成組以求管板的尺寸。排列管子时可依照以下的討論。

热交换器管壁厚度常为0.5—2.5公厘。为了避免清除水垢的困难，管子直径 d_{en} 不宜小于12公厘，同时为了使热交换器的構造紧凑，也不宜用直径超过30公厘的管子。

管子間距 S (相鄰管子中軸的距离) 常用 $1.3—1.5 d_{nap}$ ，但不小于 $d_{nap} + 6$ 公厘。管子的长度不应超过5公尺。一般認為將管子中綫在管板上排成等边三角形(如圖1-7a所示)是标准的排列法。也可以將管子中点排在同心圓周上(圖1-7b)，圓周間的距离等于指定的管子間距。已知管子的数目，可由表1-1求得最外圈的直径 D' 与管子間距 S 之比。

表 1-1

D'/S	Z_1	Z_2	D'/S	Z_1	Z_2
2	7	7	22	439	410
4	19	19	24	517	485
6	37	37	26	613	566
8	61	62	28	721	653
10	91	93	30	823	747
12	127	130	32	931	847
14	187	173	34	1045	953
16	241	223	36	1165	1066
18	301	279	38	1306	1185
20	367	341	40	1459	1310

註： Z_1 ——管子总数，按等边三角形排列在管板上(菱形排列，參看圖1-7a)； Z_2 ——在管板上按同心圓排列的管子总数。

由表1-1可見菱形排列的管子数目多些而管板尺寸小些。求得直径 D' 之后，可按下式求外壳的內徑，

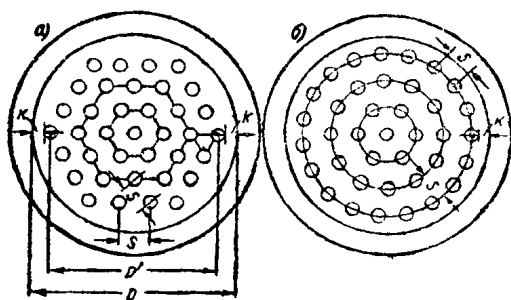


圖 1-7 管式加热器中管子的排列方法
a—按三角形頂点；б—按同心圓。

$$D = D' + d_{nap} + 2K,$$

式中 d_{nap} ——管子外徑；

K ——外圈管子与壳子之間的环形边距；从結構方面考虑，这个边距应为 6 公厘或 6 公厘以上。

求得外壳的内徑之后，再測定管子間的空隙——热媒的通路，与热媒在这个通路中的流速。

表 1-1 上的数据只是对單道热交换器才是有效的，因为此时管子的排列差不多利用了整个管板的有效面积。在多道热交换器中，管板的一部分可能被擋板的垫板、锚螺栓等所佔据，而管板的直徑可用排列管子的草圖来决定。

作板式热交换器的計算时，給定縫隙的寬度和每种热媒的流速，从而求出所需的通道断面的尺寸。

求管內的散热系数和管間空隙中沿着管子流动部分的散热系数时，先計算雷诺数以确定热媒的运动状态。当 $Re \leq 2200$ 时热媒作層流； $10\,000 \geq Re \geq 2200$ 对应着过渡性的流动， $Re > 10\,000$ 对应着激流。

Re 的标准可根据下式决定：

$$Re_f = \frac{w_{cp} d_i}{\nu_f},$$

式中 w_{cp} ——热媒的平均速度，公尺/秒；

ν_f ——热媒的运动粘滯系数，公尺²/秒，其中指数 f 表示这个数值对应着热媒的平均温度(下文这个指数都具同样意义)；

d_i ——通道截面的水力直徑^①，按照下列公式計算：

$$d_i = \frac{4f}{U}, \quad (1-6)$$

此处 f ——流股的截面面积，公尺²；

U ——截面的被湿周边长度，公尺。

如热媒在管内作激流或在管間沿着管羣作激流时($Re_f > 10\,000$)，可利用由判据方程式之一得来的麦克亞当士公式以求散热系数：

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda_f}{d_i} Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4} \text{ 千卡/公尺}^2 \cdot \text{时} \cdot \text{度}, \quad (1-7)$$

式中 λ_f ——热媒的导热系数，千卡/公尺·时·度；

Pr_f ——柏朗特标准(普氏数)。

我們知道，

$$Pr_f = \frac{\nu_f}{a_f},$$

式中 a_f ——热媒的热扩散系数。

水力直徑代入公式时，应以公尺为單位。

不論滴狀流体或彈性流体，当 $Re_f > 10^4$ ， $Pr = 0.7 - 2500$ 时，当管壁温度低于流体的沸点及液流的长度 $l > 30 d_i$ 时，都可用上述的公式。

确定物理参量的定性温度应取流体温度的算学平均。

公式(1-7)可写成：

$$\alpha = B \frac{(w \gamma_f)^{0.8}}{d_i^{0.2}}, \quad (1-8)$$

此处 w 应以公尺/秒， γ_f 以公斤/公尺³ 的單位代入。系数 B 是热媒的温度与物性的函数。

空气的 B 值示于表 1-2 中，水的 B 值示于表 1-3 中。

① 水力直徑与截面面积的当量直徑不同；后者是由下式得来的，

$$d_{\text{эб}} = \sqrt{\frac{4f}{\pi}},$$

且等于具有与实际截面相同面积 f 的圓管直徑。 d_e 与 $d_{\text{эб}}$ 只是在一个特別情况时才相等，——圓管的 d_e 和 $d_{\text{эб}}$ 都等于它的几何内徑(流体充滿圓管时它的水力直徑 d_e 才等于几何内徑。——譯者)。

空气的 B 值 表 1-2

°C	0	50	100	200	300	500	1000
B	2.68	2.8	2.88	3.02	3.15	3.34	3.73

水的 B 值 表 1-3

°C	0	20	40	60	80	100	150	200
B	4.91	6.45	7.98	9.30	10.5	11.1	14.0	15.8

如流体的截面是环形, 则由 (1-7) 式求得的 α 应乘以 $\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{0.45}$, 其中 d_1 为内管的外径, d_2 为外管的内径。

因为通道为环形而改正过的 (1-7) 式, 可在 $\frac{d_2}{d_1} = 0.1-1.0$ 范围内应用。

如管子是盘蛇形, 则应以改正系数 ϵ_R 来乘由 (1-7) 式所得的 α 。

根据实验,

$$\epsilon_R = 1 + 3.54 \frac{d}{D},$$

式中 D ——管圈直径;

d ——管子直径。

雷诺数大于 2200 而小于 10 000 时, 即流体作过渡状态的流动时, 只能依照对应的实验

曲线(假如有这个液体或气体的实验曲线)来求它的散热系数。将由激流状态与层流状态的公式求出来的散热系数予以任何平均, 不能得到正确结果。

流体在管内或沿着管子作层流时 ($Re \leq 2000$), 可用济德科和台特由判据方程式得到的公式^①:

$$\alpha = 2.02 \left(\frac{G \lambda^2 c}{l d^3} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \text{ 千卡/公尺}^2 \cdot \text{时} \cdot \text{度}, \quad (1-9)$$

式中 μ_f 与 μ_w ——对应地为按照流体平均温度及按照管壁温度计算出的动力粘滞系数, 公斤·秒/公尺²。

加热流体或冷却流体时都可用这个公式; 它给出水平管子沿着长度的平均散热系数。如管子是竖立的, 则这个公式没有考虑到流体运动方向的影响。

必须指出, 在热交换器中大多数都是激流状态。如热媒速度很小, 则计算热交换器时必须计入自然对流的影响, 且不只是用 (1-9) 式来计算散热系数, 也必须用自然对流的公式来计算并选用其中较大的数值。

(1-10) 式中 n , ϵ_m 与 C 的数值

表 1-4

第 几 排	管組中管子的排列法				C	备 註
	行 列 式		交 錯 式			
	n	ϵ_m	n	ϵ_m		
1	0.6	0.15	0.60	0.15	$\frac{x_1}{d}=1.2-3$ 时,	只适用于下列情况下的圓管:
2	0.65	0.138	0.60	0.2	$C=1+0.1\frac{x_1}{d}$	$L_1=\frac{x_1}{d}=1.2-5$
3	0.65	0.138	0.60	0.255	$\frac{x_1}{d}>3$ 时,	$L_2=\frac{x_2}{d}=1.2-5$
4	0.65	0.138	0.60	0.255	$C=1.3=$ 常数	$Re_f=5-10^3\div 7\times 10^4$

註: $L_1 = \frac{x_1}{d}$ 是管簇横向间距与管子直径之比; $L_2 = \frac{x_2}{d}$ 是管簇纵向间距与直径之比^②。

① 参阅 M. A. 米赫叶夫所著的“传热学基础”, 苏联国立动力出版社, 1947 年版第 96 页。

② 横向系垂直于流体流动的方向, 纵向是顺着流动的方向。——译者

在 H. B. 庫茲聶佐夫, B. M. 安徒費叶夫与 Л. С. 卡扎謙柯的著作中, 和皮尔孙, 胡由基, 格里米孙的著作中最完备地研究了关于管羣之間的热交换和气体作横向流动时的热交换。

1944年 Д. А. 李特文^① 提出一个綜合过去研究結果的, 关于空气或燃燒气横扫管羣时的散热公式:

$$Nu_f = C \varepsilon_m Re_f^n, \quad (1-10)$$

式中以管子外徑为定形尺度, 以气流的平均温度为定性温度, 速度的数值系指管簇內最窄截面处的流速。

公式(1-10)中的系数, 依管子的排数及排列方法, 列在表1-4上。

公式(1-10)式又可写成下列有因次的公式:

$$\alpha = C \varepsilon_m E \frac{(w\gamma)^n}{d^{1-n}}, \quad (1-10a)$$

此处 E 是指数 n 及热媒温度的函数。

在(1-10a)式中 w 的單位用公尺/秒, γ 的單位用公斤/公尺³, d 的單位用公尺。 E 的数值列在表1-5上。

(1-10a) 式中 E 的数值

(气体)

表 1-5

°C	0	50	100	200	300	500	1000
$n=0.6$	14.75	15.7	16.45	17.95	19.2	21.4	25.0
$n=0.65$	25.0	27.0	28.2	30.4	32.1	25.6	40.9

整个管簇的平均散热系数可用下式求得:

$$\alpha = \frac{\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \dots + \alpha_n F_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n}, \quad (1-11)$$

式中 $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ ——各排管子的散热系数;

$F_1, F_2, \dots, F_n$ ——各排中所有管子的总热面。

如空气的流动方向与管簇成一个不等于 90° 的角, 則(1-10)及(1-10a)二式中尚須引入一个改正系数 ε_φ , 如表 1-6 所列。

圓管管簇的 ε_φ 值

表 1-6

φ	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_φ	1	1	0.98	0.94	0.88	0.78	0.67	0.52	0.42

滴狀流体横扫管簇时, 可用下式以作很粗略的計算:

$$Nu_f = C \varepsilon'_m Re_f^n Pr_f^{0.3}, \quad (1-12)$$

系数 ε'_m 的数值列在表 1-7 中。系数 C 与指数 n 用表 1-4 所列的数值。

(1-12) 式中 ε'_m 的数值

表 1-7

第 几 排	行 列 式	交 錯 式
1	0.17	0.17
2	0.155	0.225
3	0.155	0.287
4	0.155	0.287

如热交换器中用温度高至 400°C 以上的气体来加热, 則除了对流传热以外还須考虑到辐射热交换并算出辐射散热系数 α_r 。在这种情况下, 气体向墙壁的散热系数等于对流散热系数与辐射散热系数之和 $\alpha_t = \alpha_c + \alpha_r$ 。辐射散热系数与气体中的 CO₂ 及 H₂O 含量和它們的绝对温度的四次方有很密切的关系。这两种气体的系数可用(2-19)式与(2-20)式計算。

由(1-2)式求加热面的尺寸时, 除傳热系数外尚須知道热媒的平均温差。

在热交换器中, 热媒的运动可能有不同的类型, 例如順流、逆流、回流或橫流, 如圖 1-8 所示。

圖 1-9 表示順流与逆流中热媒温度按三种可能的水平当量沿换热面积变化的曲綫形势。

提高 G 公斤热媒 (比热为 c_g 千卡/公斤·度)

① МЭММИТ, 博士論文。

② 查其他著作中 Pr_f 的指数都是 0.4, 参考 М. А. 米赫叶夫著: Основы теплопередачи, 苏联国立动力出版社, 1949 年版; С. Н. 蕭林著: Теплопередача, 苏联国立动力出版社, 1952 年版。——譯者