

21世纪大学课程辅导丛书

承压设备网

www.51cysb.com

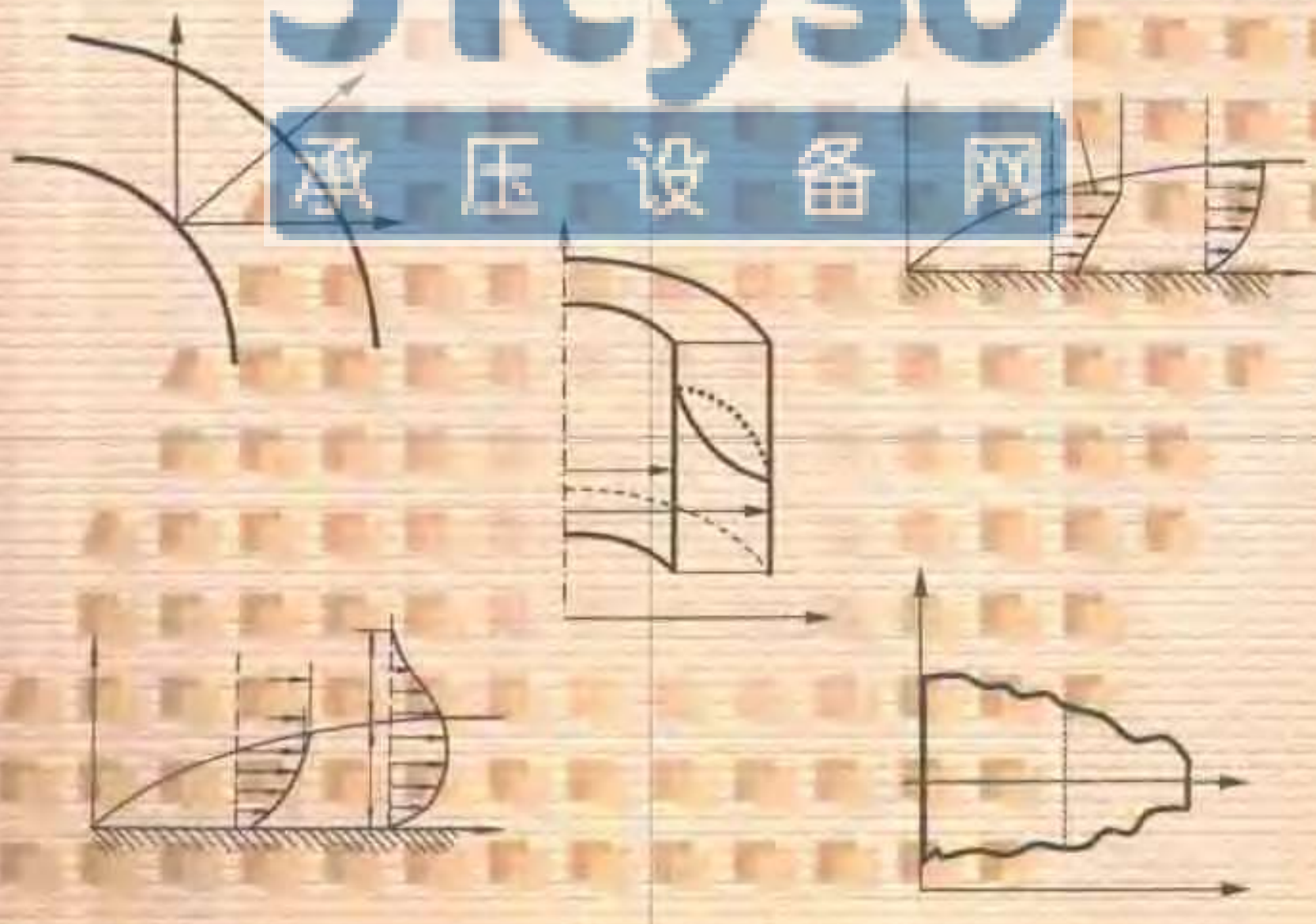
传热学

重点难点及典型题精解

王秋旺

51cysb

承压设备网



西安交通大学出版社

承压设备网

www.51cysb.com

21 世纪大学课程辅导丛书

传热学

重点难点及典型题精解

王秋旺



西安交通大学出版社

·西安·

内容提要

本书是在按国家教育部工科热工课程教学指导委员会最新制订的高学时“传热学课程教学基本要求”、以杨世铭、陶文铨编著《传热学(第三版)》教材为基架并吸收国内部分高校同行意见的基础上编写而成的,是传热学课程的教学参考书。全书对传热学的基本知识点及重点、难点进行了详细剖析,并汇集了传热学基本概念,定量计算典型例题 159 道,自我检测题 219 道,这些例题和习题具有一定的深度、广度及难度。在解题过程中着重强调基本概念,解题思路、技巧及需要注意的问题,以便读者能举一反三。书后还附有国内多所高校传学期末考试题和硕士研究生入学考试题。

本书可单独使用,也可作为其它教材的配套用书。既可作为热工类专业大学生及自学者学习传热学的辅导用书,又是参加硕士研究生入学考试人员的必备辅导书,同时也可供从事热工教学的教师作为参考。

图书在版编目(CIP)数据

传热学重点难点及典型题精解/王秋旺,一西安:
西安交通大学出版社,2001.10
(21世纪大学课程辅导丛书)
ISBN 7-5605-1422-7

I. 传… II. 王… III. 传热学-高等学校-教学参考资料 IV. TK124

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2001)第 061365 号

*

西安交通大学出版社出版发行
(西安市兴庆南路 25 号 邮政编码:710049 电话:(029)2668315)
陕西省轻工印刷厂印装
各地新华书店经销

*

开本:787 mm×1 092 mm 1/16 印张:16.25 字数:387 千字
2001 年 10 月第 1 版 2001 年 10 月第 1 次印刷
印数:0 001~3 000 定价:23.00 元

发行科电话:(029)2668357,2667874

前 言

传热学是一门与工程实际结合紧密的学科,基本概念较多,分析具体问题时又常常灵活多变,读者在学习时常常难以掌握其要领。本书以国内高校普遍采用的杨世铭、陶文铨编著《传热学(第三版)》作为基架,按国家教育部工科热工课程教学指导委员会最新制订的高学时“传热学课程教学基本要求”,结合作者长期的教学改革与实践,在吸收国内部分高校同行意见的基础上编写而成的。

本书的主要特点如下:(1)“基本知识点”部分力求言简意赅,全面覆盖教学基本内容,使读者在学习时尽量不必翻阅教材;(2)“重点与难点”部分对教学内容的重点和教材中的难点加以阐述和强调;(3)“典型题精解”部分对基本概念和定量计算以典型例题的形式加以讲解,很多例题是从工程实际和日常生活中提炼出来的;(4)“自我测验题”部分由浅入深,从基本概念和定量计算的角度检验读者掌握传热学基本理论的程度。同时,书后还附有国内部分高校传学期末考试题和硕士研究生入学试题。

本书在编写过程中,得到了教育部“面向 21 世纪热工课程教学内容和课程体系改革”项目和教育部《21 世纪初高等教育教学改革项目》中“能源动力类人才培养方案改革研究与实践”项目的大力支持,在此深表谢意。

在本书即将完稿之际,作者深深感谢曾经给予过指导、鼓励与帮助的人们。首先,深深感谢将作者引入传热学教学这块天地的西安交通大学陈钟頔教授,他曾仔细审阅作者讲课的讲义并提出十分中肯的意见,陈教授敏锐的思维方式和幽默的谈吐深深影响着作者。在本书的写作过程中,作者自始至终都得到了教育部工科热工课程教学指导委员会主任、将作者引入传热学研究领域并在教学方面给予极大帮助的作者研究生时期的导师、西安交通大学陶文铨教授的鼓励与支持,他严谨执着、一丝不苟的工作作风,一直深深激励并鞭策着作者。借此机会,作者衷心感谢曾经给予作者极大帮助和关怀的西安交通大学李妩教授,她仔细阅读了书稿,提出了大量宝贵的建议,使本书增色不少。此外,衷心感谢天津大学赵镇南教授、哈尔滨工业大学谈和平教授、东南大学戴锅生教授、上海交通大学童钧耕教授、重庆大学翟贵立教授、华中科技大学黄素逸教授、浙江大学吴存真教授、清华大学张学学教授等为本书的出版提供的热情帮助。同时,感谢西安交通大学热流中心全体同仁给予的支持。西安交通大学 CFD/NHT 与强化传热研究小组的研究生们对本书的出版提供了不少帮助,杨小玉硕士及刘训良、丁文静硕士

生为本书绘制了部分精美的图表,西安交通大学出版社做了大量的工作,在此一并表示谢意。

最后,作者怀着深深的敬意,感谢来自家人的鼓励与支持。我的妻子任劳任怨,几乎承担了全部的家务;作者编写本书正值女儿年幼需要照料之际,是作者的岳父母给予了最有力的支持;而爱女给作者带来的天伦之乐,给作者无限的工作动力,作者从内心里感激他们。

限于作者的水平,本书定有不少疏漏之处,欢迎广大读者批评指正。

王秋旺

2001年6月

wangqw@xjtu.edu.cn



主要符号表

a	热扩散率, m^2/s
A	表面积, m^2
A_c	截面积, m^2
b	宽度, m
c	比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; 光速, m/s
c_p	比定压热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
c_1	第一辐射常量, $\text{W}\cdot\text{m}^2$
c_2	第二辐射常量, $\text{m}\cdot\text{K}$
d	直径, m
E	辐射力, W/m^2
E_λ	光谱辐射力, $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{m}$
f	达尔西阻力系数; 频率, Hz
F	力, N
g	重力加速度, m/s^2
G	投入辐射, W/m^2
h	对流换热表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$; 流体的比焓, J/kg
J	有效辐射, W/m^2 ; 电流密度, A/m^2
k	传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
L	定向辐射强度, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{sr})$
l	长度, m
p	压力, Pa
P	功率, W ; 周长, m
q	热流密度, W/m^2
q_m	质量流量, kg/s
q_V	体积流量, m^3/s
Q	热量, J
r	半径, m ; 汽化潜热, J/kg
R	热阻, K/W ; 摩尔气体常数, $\text{J}/(\text{mol}\cdot\text{K})$; 电阻, Ω
R_A	面积热阻, $\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$
s	程长, m ; 管间距, m
S	形状因子

t	摄氏温度, $^{\circ}\text{C}$
T	热力学温度, K ; 周期, s
u	比热力学能, J/kg ; 速度, m/s
v	比体积, m^3/kg ; 速度, m/s
V	体积, m^3 ; 电位, V
w	速度, m/s
W	功, J
x	笛卡尔坐标, m ; 干度
X	角系数; 无量纲坐标
y	笛卡尔坐标, m
z	笛卡尔坐标, m
α	体胀系数, K^{-1} ; 吸收比; 衰减系数, m^{-1}
$\alpha(\lambda)$	光谱吸收比
β	肋化系数
γ	表面张力, N/m
δ	厚度, m
ε	发射率, 换热器效能
$\varepsilon(\lambda)$	光谱发射率
η	(动力)粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; 效率
θ	过剩温度, $^{\circ}\text{C}$ 或 K ; 平面角, rad
Θ	无量纲过剩温度
λ	波长, m 或 μm ; 导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
ν	运动粘度, m^2/s
ρ	密度, kg/m^3 ; 反射比; 电阻率, $\Omega\cdot\text{m}$
$\rho(\lambda)$	光谱反射比
σ	斯忒藩-玻耳兹曼常量, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^4)$
τ	时间, s ; 透射比
τ_c	时间常数, s
$\tau(\lambda)$	光谱透射比
Φ	热流量, W
ψ	对数平均温差修正系数
Ω	立体角, sr
Bi	毕渥数, hl/λ (λ 为固体的导热系数)
Fo	傅里叶数, $a\tau/l^2$
Gr	格拉晓夫数, $gl^3\alpha\Delta T/\nu^2$
Nu	努塞尔数, hl/λ (λ 为流体的导热系数)
Pr	普朗特数, ν/a
Re	雷诺数, ul/ν
Ra	瑞利数, $gl^3\alpha\Delta T/(a\nu)$



王秋旺 1969年9月生，湖北黄冈人，博士，教授。1996年毕业于西安交通大学，获工程热物理专业博士学位并留校任教，从事传热强化和数值模拟研究以及传热学的教学工作，主要讲授本科生《传热学》、《计算流体力学与传热学》和研究生《高等传热学》等课程。作为负责人或主要负责人承担国家重点基础研究发展规划项目、国家自然科学基金重大项目三级子课题、国家自然科学基金项目及横向课题共8项，作为主要完成者承担国家自然科学基金、国家教育部博士点基金项目及横向课题20余项。1996年被评选为第二届“西安交通大学十大杰出学子”和“陕西省优秀毕业生”，1999年获陕西省优秀教学成果特等奖及“研究生教学优秀教师奖”，2000年获“西安交通大学青年教师授课竞赛一等奖”，2001年荣获国家级优秀教学成果二等奖及“西安交通大学首届多媒体授课竞赛二等奖”。主编、参编著作两本，发表科研论文60余篇，其中国际杂志15篇，国际会议15篇，8篇为SCI收录，10篇为EI收录。现任《工业加热》杂志编委，2001年被聘为西安交通大学首批“腾飞人才特聘教授”。

51cysb
承压设备网

目 录

主要符号表

第 1 章 绪论

1.1 基本知识点	(1)
1.1.1 传热学及其重要性	(1)
1.1.2 热量是如何传递的? ——热量传递的三种基本方式	(1)
1.1.3 传热过程和传热系数	(3)
1.2 重点与难点	(3)
1.2.1 热量传递的三种基本方式	(3)
1.2.2 传热过程与传热系数	(4)
1.3 典型题精解	(5)
1.3.1 基本概念	(5)
1.3.2 定量计算	(6)
1.4 自我测验题	(9)

第 2 章 导热基本定律及稳态导热

2.1 基本知识点	(11)
2.1.1 导热基本概念及定律	(11)
2.1.2 导热微分方程式及定解条件	(12)
2.1.3 通过几种典型几何形状物体的稳态导热	(13)
2.1.4 通过肋片的导热	(16)
2.1.5 稳态导热的其他情形	(19)
2.2 重点与难点	(19)
2.2.1 傅里叶定律与导热系数	(19)
2.2.2 导热微分方程及定解条件	(20)
2.2.3 一维稳态导热问题的解析解(无限大平板、无限长圆筒壁、球壳)	(20)
2.2.4 通过肋片的稳态导热	(21)
2.3 典型题精解	(22)
2.3.1 基本概念	(22)
2.3.2 定量计算	(26)
2.4 自我测验题	(36)

第 3 章 非稳态导热	
3.1 基本知识点	(41)
3.1.1 非稳态导热的基本概念	(41)
3.1.2 集总参数法	(42)
3.1.3 一维非稳态导热的分析解	(44)
3.1.4 多维非稳态导热的乘积解	(46)
3.1.5 半无限大物体的非稳态导热	(46)
3.2 重点与难点	(47)
3.2.1 非稳态导热基本概念与特点	(47)
3.2.2 集总参数法	(48)
3.2.3 一维非稳态导热的分析解	(48)
3.3 典型题精解	(50)
3.3.1 基本概念	(50)
3.3.2 定量计算	(53)
3.4 自我测验题	(59)
第 4 章 导热问题的数值解法	
4.1 基本知识点	(62)
4.1.1 导热问题数值解的基本思想	(62)
4.1.2 稳态导热问题数值解法	(63)
4.1.3 非稳态导热问题数值解法	(66)
4.2 重点与难点	(68)
4.2.1 物理问题及数学描写	(68)
4.2.2 节点离散方程的建立	(68)
4.2.3 Taylor 级数展开法和热平衡法的比较	(68)
4.2.4 导热量的计算	(69)
4.2.5 非稳态导热数值解法	(69)
4.3 典型题精解	(70)
4.4 自我测验题	(76)
第 5 章 对流换热	
5.1 基本知识点	(79)
5.1.1 对流换热概说	(79)
5.1.2 对流换热问题的数学描写	(80)
5.1.3 边界层分析及边界层微分方程组	(81)
5.1.4 边界层积分方程组简介	(82)
5.1.5 相似原理	(84)
5.1.6 内部流动强制对流换热及其实验关联式	(85)
5.1.7 外部流动强制对流换热及其实验关联式	(87)

5.1.8	自然对流换热及其实验关联式	(88)
5.2	重点与难点	(90)
5.2.1	对流换热及其影响因素	(90)
5.2.2	牛顿冷却公式	(90)
5.2.3	用分析方法求解对流换热问题的实质	(90)
5.2.4	边界层概念及其应用	(90)
5.2.5	相似原理	(93)
5.2.6	管内强制对流换热	(93)
5.2.7	外部流动强制对流换热	(94)
5.2.8	自然对流换热	(95)
5.2.9	对流换热强化	(95)
5.2.10	关于无相变对流换热问题的定量计算	(95)
5.3	典型题精解	(95)
5.3.1	基本概念	(95)
5.3.2	定量计算	(101)
5.4	自我测验题	(112)
第6章 凝结与沸腾换热		
6.1	基本知识点	(116)
6.1.1	凝结换热现象	(116)
6.1.2	膜状凝结分析解及实验关联式	(116)
6.1.3	膜状凝结的影响因素及其强化	(119)
6.1.4	沸腾换热现象	(120)
6.1.5	沸腾换热计算	(121)
6.1.6	影响沸腾换热的因素	(122)
6.2	重点与难点	(122)
6.2.1	凝结换热	(122)
6.2.2	沸腾换热	(122)
6.3	典型题精解	(123)
6.3.1	基本概念	(123)
6.3.2	定量计算	(124)
6.4	自我测验题	(128)
第7章 热辐射基本定律及物体的辐射特性		
7.1	基本知识点	(130)
7.1.1	热辐射基本概念	(130)
7.1.2	黑体辐射基本定律	(131)
7.1.3	实际物体的发射与吸收,灰体,基尔霍夫定律	(133)
7.2	重点与难点	(134)

7.2.1	热辐射基本概念及黑体辐射基本定律	(134)
7.2.2	实际物体的辐射特性	(135)
7.3	典型题精解	(137)
7.3.1	基本概念	(137)
7.3.2	定量计算	(139)
7.4	自我测验题	(142)
第8章 辐射换热的计算		
8.1	基本知识点	(145)
8.1.1	角系数的定义、性质及计算方法	(145)
8.1.2	被透热介质隔开的两固体表面间的辐射换热	(146)
8.1.3	多表面系统辐射换热的计算	(149)
8.1.4	辐射换热的强化与削弱	(150)
8.1.5	气体辐射	(150)
8.2	辐射换热名词术语一览	(151)
8.3	重点与难点	(153)
8.3.1	角系数	(153)
8.3.2	2个及3个漫灰表面间辐射换热的计算	(153)
8.3.3	辐射换热的强化与削弱	(155)
8.3.4	气体辐射特点及其应用	(157)
8.4	典型题精解	(157)
8.4.1	基本概念	(157)
8.4.2	定量计算	(160)
8.5	自我测验题	(171)
第9章 传热过程分析与换热器热计算		
9.1	基本知识点	(174)
9.1.1	传热过程的分析与计算	(174)
9.1.2	换热器的型式及平均温差	(176)
9.1.3	换热器的热计算	(178)
9.1.4	传热强化和隔热保温技术	(181)
9.2	重点与难点	(185)
9.2.1	传热过程	(185)
9.2.2	换热器型式及对数平均温差	(186)
9.2.3	换热器的热计算	(187)
9.2.4	传热的强化与削弱	(188)
9.3	典型题精解	(189)
9.3.1	基本概念	(189)
9.3.2	定量计算	(191)

9.4 自我测验题	(206)
附录 A 部分高校传热学期末考试题	
A.1 清华大学热能工程系 1999 年传热学期末考试题	(209)
A.2 天津大学热能专业 1999 年传热学期末考试题	(211)
A.3 哈尔滨工业大学 1999 年传热学期末考试题	(214)
A.4 浙江大学 1998 年传热学期末考试题	(216)
A.5 东南大学 2000 年传热学期末考试题	(218)
A.6 重庆大学 1998 年传热学期末考试题	(220)
A.7 华中科技大学 1999 年传热学期末考试题	(222)
A.8 上海交通大学 1994 年传热学期末考试题	(224)
A.9 西安交通大学 2000 年传热学期末考试题	(226)
附录 B 部分高校硕士研究生入学考试传热学试题	
B.1 天津大学 1999 年硕士研究生入学考试传热学试题	(228)
B.2 浙江大学 1999 年硕士研究生入学考试传热学试题	(230)
B.3 东南大学 1997 年硕士研究生入学考试传热学试题	(231)
B.4 重庆大学 2000 年硕士研究生入学考试传热学试题	(233)
B.5 华中科技大学 2000 年硕士研究生入学考试传热学试题	(235)
B.6 上海交通大学 1998 年硕士研究生入学考试传热学试题(含流体力学)	(236)
B.7 清华大学工程力学系 1997 年硕士研究生入学考试传热学试题	(238)
B.8 中国科学技术大学 1999 年硕士研究生入学考试传热学试题	(240)
B.9 西安交通大学 2000 年硕士研究生入学考试传热学试题	(242)

自我测验题参考答案
主要参考文献

承压设备网

第1章 绪论

通过本章的学习,读者应对热量传递的三种基本方式、传热过程及热阻的概念有所了解,并能进行简单的计算,能对工程实际中简单的传热问题进行分析(有哪些热量传递方式和环节组成)。

1.1 基本知识点

1.1.1 传热学及其重要性

1. 什么是传热学?

传热学是研究有温差存在时热量传递规律的科学。凡是有温差的地方,就存在热量传递。自然界中温差无处不在,无时不有,因而热量传递就是自然界和生产技术中一种普遍存在的现象。

2. 为什么要学习传热学?

传热学是能源、动力、化工、电子、机械、土木等行业的主干技术基础课程。能源科学是21世纪的主要学科。大到尺寸为几十米的热动力设备(如锅炉),小到微米甚至纳米级的微电子设备,上至航空航天领域(如航空航天器返回大气层的传热问题),下到地热能的开采及深海潜艇的航行,等等,无一不与传热学的理论和实践知识息息相关。无论是军用、民用工业领域还是人们日常生活中,都存在着大量的热量传递现象,而且在很多行业中如何让热量有效地传递成为解决问题的关键所在。正因为如此,结合实际问题进行传热方面的分析,是学习传热学后应掌握的基本功。

1.1.2 热量是如何传递的?——热量传递的三种基本方式

1. 导热

导热是由于物体中的微观粒子(分子、原子、电子等)的无规则热运动引起。只要温差高于热力学温度0 K,物体便有热运动的本领。导热是物质的固有本质。

发生导热时,物体各部分之间不发生宏观相对位移。对气体,导热是由于气体分子无规则热运动相互碰撞引起。对固体,导电体的导热由自由电子的运动引起,而非导电固体则通过晶格的振动来传递热量。至于液体的导热,可以认为介于气体和固体之间。

导热的热量传递方程由傅里叶定律来表示(如图1-1所示),对一维的导热问题

$$\Phi = -\lambda A \frac{\partial t}{\partial x} \quad (1-1)$$

式中:“-”表示热量传递方向与温度梯度方向相反;A为平板面积。 λ 为物质的导热系数,其单位为W/(m·K)。由于导热是物质的固有本质,故导热系数为物性参数。一般而言,

金属材料的导热系数最高,液体次之,气体最小。

2. 对流换热

对流是由于流体各部分发生宏观运动而引起的热量传递现象。由于分子无规律热运动是流体的固有本质,因此对流必然伴随着导热现象。运动着的流体同与之相接触的固体表面之间由于存在温度差而引起的热传递现象称为对流换热。本书只讨论对流换热。

对流换热机理与紧靠壁面的薄膜层的热传递有关,同时,对流换热与具体的换热过程密切相关。按引起流体流动的原因,可分为强制对流和自然对流;按流体的流动状态分,可分为层流和湍流;按流体是否发生相变可分为有相变和无相变的对流换热;按几何布置,又可分为外部流动和内部流动。

对流换热的基本计算式是牛顿冷却公式:

$$\Phi = hA\Delta t = \begin{cases} hA(t_w - t_f) & \text{流体被加热时} \\ hA(t_f - t_w) & \text{流体被冷却时} \end{cases} \quad (1-2)$$

其中 h 为表面传热系数,单位为 $W/(m^2 \cdot K)$ 。与导热系数不一样, h 为过程量,它取决于换热过程的许多因素,如流体流动的状态,流动的起因,流体的物性及换热面的几何状况等等。式(1-2)仅仅给出 h 的定义式。掌握教材(本书所指的教材是指由杨世铭,陶文铨编著《传热学(第三版)》,即本书参考文献[2],下同)中表 1-1 所示典型条件下表面传热系数的范围是相当重要的。

3. 热辐射

物体会因各种原因发出辐射能,而由于热的原因而发出辐射能的现象称为热辐射。教材第 240 页给出了电磁波谱,从图中可以看出热射线的波段范围在 $0.1 \sim 100 \mu m$ 之间。

只要温度高于热力学温度 $0 K$,物体便具有发射辐射能的本领。物体间通过热辐射而交换热量的过程称为辐射换热。显然,它是一种动态平衡的过程。

与导热和对流不同,热辐射可以无需任何介质,在真空中也可以传播。并且,在能量转移过程中还存在着由热能 \rightarrow 辐射能 \rightarrow 热能的转换。

黑体是研究热辐射规律的理想模型。它是指吸收比为 1 的物体。后面的章节将证明黑体同时也是发射本领最大的物体。黑体在单位时间内发出的辐射能由下式计算

$$\Phi = A\sigma T^4 \quad (1-3)$$

式中, σ 为 Stefan-Boltzmann 常数, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$ 。

实际物体辐射热流量的计算式为

$$\Phi = \epsilon A\sigma T^4 \quad (1-4)$$

注意,式(1-3)和(1-4)均为物体表面自身的辐射热流量。前面已指出,辐射换热是一种动态平衡,需算收支总帐。教材中介绍了大空腔(温度为 T_2)内的非凹小物体(面积为 A_1 ,发射率为 ϵ_1 ,温度为 T_1)之间的辐射换热量计算式:

$$\Phi_{1,2} = \epsilon_1 A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (1-5)$$

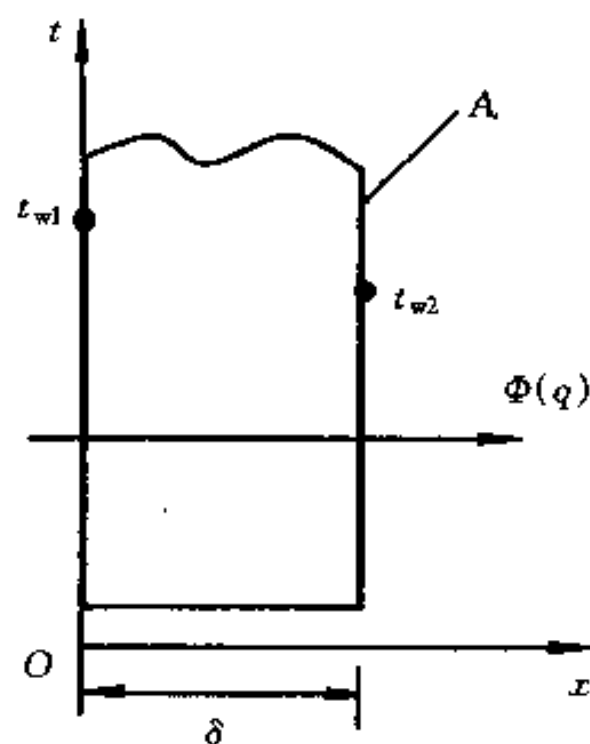


图 1-1 傅里叶定律示意图

1.1.3 传热过程和传热系数

1. 传热过程的概念

我们将热量由壁面一侧流体通过壁面传到壁面另一侧流体的过程称为传热过程。在传热过程中,三种热量传递方式(导热、对流换热、辐射换热)往往同时存在。

2. 传热过程的计算

传热过程的计算由传热方程式确定:

$$\Phi = Ak(t_{f1} - t_{f2}) = Ak\Delta t \quad (1-6)$$

其中,传热系数 k 与表面传热系数 h 的单位一样,为 $W/(m^2 \cdot K)$ 。不同传热过程 k 的大致范围及数量级如教材表 1-2 所示。对平壁传热过程, k 的计算式如下:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} \quad (1-7)$$

k 的大小不仅取决于参与传热过程的流体种类,还与过程本身有关。实际传热过程中,往往由于 t_{f1}, t_{f2} 不是常数,所以需引入对数平均温差 Δt_m 。由式(1-7)可知,表面传热系数 h_1, h_2 是计算传热系数 k 的前提。注意,在必须考虑辐射换热的场合, h_1, h_2 为复合换热表面传热系数。

由于在实际换热器中壁温的测量有时几乎是不可能的,而流体温度 t_{f1}, t_{f2} 容易测定(参见教材第 321 页图 9-6),因而用对数平均温差表示的传热方程式是换热器热工计算的基本公式。

3. 热阻

热阻的概念源自电学中的电阻。图 1-2 示意出了平壁传热过程各部分热阻,其中 $\frac{1}{Ah}$ 常被称为对流换热热阻, $\frac{\delta}{A\lambda}$ 为导热热阻。

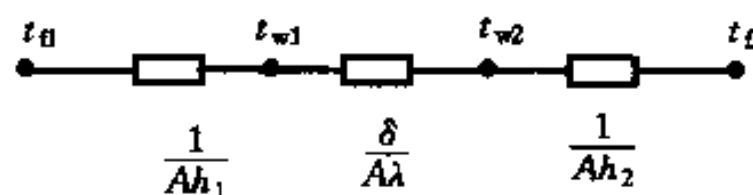


图 1-2 平壁传热过程热阻分析

从图 1-2 可看出:传热过程是一个串联的热量传递过程。在这一过程中,如果通过各个环节的热流量都相等,则各串联环节的总热阻等于各串联环节的热阻之和。

1.2 重点与难点

1.2.1 热量传递的三种基本方式

1. 导热

应充分理解导热是物质的固有本质,无论是气体、液体还是固体,也无论物质是处于气态、液态还是固态,都具有导热的本领。

利用傅里叶定律进行稳态一维物体导热量的计算。应能区分热流量 Φ 和热流密度 q 。前者单位是 W ,后者单位是 W/m^2 且 $q = \Phi/A$ 。同时还应将热流量 Φ 与热力学中的热量 Q 区别开来,后者的单位是 J 。传热学中引入了时间的概念,强调热量传递是需要时间的。

充分掌握导热系数 λ 是一物性参数,其单位为 $W/(m \cdot K)$;它取决于物质的热力状态,如

压力、温度等。对不同的物质,可用教材的附录查得导热系数值。

2. 对流

掌握对流换热是流体流过固体壁面且由于其与壁面间存在温差时的热量传递现象,它与流体的流动机理密不可分;同时,由于导热也是物质的固有本质,因而对流换热是流体的宏观热运动(热对流)与流体的微观热运动(导热)联合作用的结果。

初步会运用牛顿冷却公式 $\Phi = hA(t_w - t_f)$ 或 $q = h(t_w - t_f)$ 计算对流换热量。注意其中 A 为换热面积,必须是流体与壁面间相互接触的、与热量传递方向相垂直的面积。

掌握对流换热的表面传热系数 h 为一过程量,而不像导热系数 λ 那样是物性参数。也正因为如此,不同对流换热过程的表面传热系数的数量级相差很大,这也是教材第 5 章、第 6 章所研究的主要内容。记住教材表 1-1 中不同对流换热过程表面传热系数的数量级对分析具体问题是很有帮助的。牛顿冷却公式只是表面传热系数 h 的定义式。

3. 热辐射

掌握热辐射的特点,区分它与导热及对流的不同之处。掌握黑体辐射的斯忒藩-玻耳兹曼定律。它是一个黑体表面向外界发射的辐射热量,而不是一个表面与外界之间以辐射方式交换的热量。通过对两块非常接近的互相平行黑体壁面间辐射换热的计算,以了解辐射换热的概念。

读者应掌握三种热量传递方式并不是单独出现,常常串联或并联在一起起作用。可以结合日常生活及工程实际中的实例加深理解。教材中以暖气片、省煤器及冷凝器为例进行了分析。读者应能熟练分析一个复杂的实际热量传递过程是有哪些串联的环节组成,以及在同一换热环节中有哪些热量传递方式并联的起作用。这是求解实际热量传递问题的基本功。

1.2.2 传热过程与传热系数

1. 传热过程

充分理解传热过程是热量在被壁面隔开的两种流体之间热量传递的过程。在传热过程中三种热量传递方式常常联合起作用。

能对一维平壁的传热过程进行简单的计算。理解传热系数 k 是表征传热过程强弱的标尺。既然对流换热表面传热系数 h 是过程量,它常作为传热过程的一个环节,因而传热系数也是过程量。同样,记住教材表 1-2 不同传热过程传热系数的数量级也是非常有用的。将来在分析具体传热过程时,可以用传热系数大致数量级来判断计算结果的正确性。

了解在工程计算中引入传热过程来计算传热量的意义。传热过程广泛存在于各种实际换热装置中。在稳态过程中,通过每一换热环节所传递的热量都是相等的,从原则上讲根据每一环节的换热方式均可计算传递的热量,但在采用傅里叶定律及牛顿冷却公式计算时,式中均含有壁面温度。而工程实际中壁温的测量难度比流体温度的测量难度大。而在传热方程中只需已知冷、热流体的温度。

2. 热阻分析

热阻分析方法与电学中的电阻分析法是一致的;这一分析方法非常重要,读者应很好掌握。热路与电路的相似性表现在:热路中的温度 t 相当于电路中的电势 e ,热路的热流量 Φ 相当于电流 I ,而热阻 R_t 相当于电阻 R 。在电路中,电势差 Δe 是电流的驱动力,同样,在热路中,温差 Δt 是热流的驱动力。同理,电学中电阻的串并联理论同样适用于热学之中。对一个

工程传热问题读者首先应能正确区分某一传热过程由几个串联的环节组成,而每一环节中又有哪几种并联的传热方式。然后根据热阻分析原理,分析工程及实际问题。例如:为了强化室内暖气片的散热,在由管内热水到室内空气和环境的传热过程中,显然管内热水对流换热的换热能力远大于暖气片外壁与室内空气对流换热和环境的辐射换热(参见教材表 1-1),因而热阻主要集中在空气侧,要增加散热量,应对空气侧下功夫,这就是我们通常所遇到的空气侧加肋片(翅片)的情形。本书第 9 章还将对传热过程和热阻分析进一步阐述。

作为绪论,本章对全书的主要内容进行了初步概括,但没有深化,具体更深入的讨论在随后的章节中体现。按照导热(第 2,3,4 章),对流换热(第 5,6 章),热辐射和辐射换热(第 7,8 章),传热过程与换热器(第 9 章)的顺序进行,且在介绍每种热传递方式时,常常假定其他方式是已知的(如介绍导热时,认为第三类边界条件下的表面传热系数是已知的)。但读者应牢记三种热量传递方式常常同时起作用。

本书主要介绍的研究方法有三种,即分析解法、数值解法和实验解法。导热的理论体系相对比较成熟,因而以分析解法为主,并在第 4 章专门介绍数值解法。对流换热部分主要介绍相似理论指导下的实验解法,但也对分析解法做了介绍,如边界层微分方程组。辐射换热部分将介绍简单情况下辐射换热的分析计算。

1.3 典型题精解

1.3.1 基本概念

本节的基本概念主要包括导热、对流换热、辐射换热的特点及热传递方式辨析、传热过程及热阻分析方法。同时,读者还应掌握利用能量守恒定律分析问题的方法。

例 1-1 冬天,经过在白天太阳底下晒过的棉被,晚上盖起来感到很暖和,并且经过拍打以后,效果更加明显。试解释原因。

解 棉被经过晾晒以后,可使棉花的空隙里进入更多的空气。而空气在狭小的棉絮空间里的热量传递方式主要是导热,由于空气的导热系数较小($20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $1.01325\times 10^5\text{ Pa}$ 时,空气导热系数为 $0.0259\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$),具有良好的保温性能。而经过拍打的棉被可以让更多的空气进入,因而效果更明显。

例 1-2 冬天,在相同的室外温度条件下,为什么有风比无风时感到更冷些?

解 假定人体表面温度相同时,人体的散热在有风时相当于强制对流换热,而在无风时属自然对流换热(不考虑热辐射或假定辐射换热量相同时)。而空气的强制对流换热强度要比自然对流强烈。因而在有风时从人体带走的热量更多,所以感到更冷一些。

讨论:读者应注意的是人对冷暖感觉的衡量指标是散热量的大小而不是温度的高低,即当人体散热量低时感到热,散热量高时感到冷。经验告诉我们,当人的皮肤散热热流为 $58\text{ W}/\text{m}^2$ 时感到热,为 $232\text{ W}/\text{m}^2$ 时感到舒服,为 $696\text{ W}/\text{m}^2$ 感到凉快,而大于 $928\text{ W}/\text{m}^2$ 时感到冷。

例 1-3 夏季在维持 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的室内工作,穿单衣感到舒适,而冬季在保持 $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的室内工作时,却必须穿绒衣才觉得舒服。试从传热的观点分析原因。

解 首先,冬季和夏季的最大区别是室外温度的不同。夏季室外温度比室内气温高,因此通过墙壁的热量传递方向是由室外传向室内。而冬季室外气温比室内低,通过墙壁的热量传递方向是由室内传向室外。因此冬季和夏季墙壁内表面温度不同,夏季高而冬季低。因此,尽

管冬季室内温度(22℃)比夏季略高(20℃),但人体在冬季通过辐射与墙壁的散热比夏季高很多。根据上题人体对冷感的感受主要是散热量的原理,在冬季散热量大,因此要穿厚一些的绒衣。

例 1-4 利用同一冰箱储存相同的物质时,试问结霜的冰箱耗电量大还是未结霜的冰箱耗电量大?

解 当其他条件相同时,冰箱的结霜相当于在冰箱蒸发器和冰箱冷冻室(或冷藏室)之间增加了一个附加热阻,因此,要达到相同的制冷室温度,必然要求蒸发器处于更低的温度。所以,结霜的冰箱耗电量更大。

例 1-5 有人将一碗热稀饭置于一盆凉水中进行冷却。为使稀饭凉得更快一些,你认为他应该搅拌碗中的稀饭还是盆中的凉水? 为什么?

解 从稀饭到凉水是一个传热过程。显然,稀饭和水的换热在不搅动时属自然对流。而稀饭的换热比水要差。因此,要强化传热增加散热量,应该用搅拌的方式强化稀饭侧的传热。

例 1-6 试分析室内暖气片的散热过程,各环节有哪些热量传递方式? 以暖气片管内走热水为例。

解 有以下换热环节及热传递方式:

- (1) 由热水到暖气片管道内壁,热传递方式是对流换热(强制对流);
- (2) 由暖气片管道内壁至外壁,热传递方式为导热;
- (3) 由暖气片外壁至室内环境和空气,热传递方式有辐射换热和对流换热。

例 1-7 冬季晴朗的夜晚,测得室外空气温度 T_a 高于 0℃,有人却发现地面上结有一层薄冰,试解释原因(若不考虑水表面的蒸发)。

解 如图 1-3 所示。假定地面温度为 T_e ,太空温度为 T_{sky} ,设过程已达稳态,空气与地面的表面传热系数为 h ,地球表面近似看成温度为 T_e 的黑体,太空可看成温度为 T_{sky} 的黑体,则由热平衡:

$$h(T_a - T_e) = \sigma(T_e^4 - T_{sky}^4)$$

由于 $T_a > 0℃$,而 $T_{sky} < 0℃$,因此,地球表面温度 T_e 有可能低于 0℃,即有可能结冰。

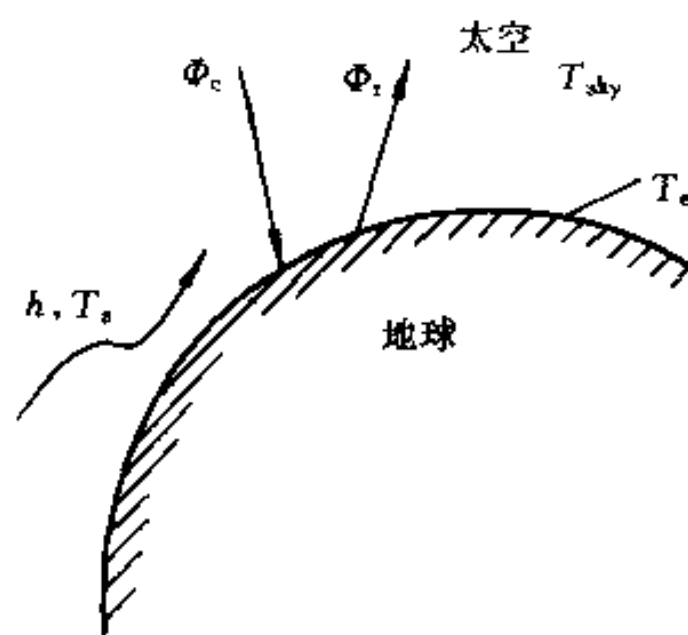


图 1-3 例 1-7 示意图

1.3.2 定量计算

本节的定量计算主要是利用热量传递的三种基本方式所对应的定律,即导热的傅里叶定律,对流换热的牛顿冷却公式,热辐射的斯忒藩-玻耳兹曼定律进行简单的计算。另外,传热过程、热阻综合分析法及能量守恒定律也是较重要的内容。

例 1-8 一双层玻璃窗,宽 1.1 m,高 1.2 m,厚 3 mm,导热系数为 1.05 W/(m·K);中间空气层厚 5 mm,设空气层仅起导热作用,导热系数为 2.60×10^{-2} W/(m·K)。室内空气温度为 25℃。表面传热系数为 20 W/(m²·K);室外空气温度为 -10℃,表面传热系数为 15 W/(m²·K)。试计算通过双层玻璃窗的散热量,并与单层玻璃窗相比较。假定在两种情况下室内、外空气温度及表面传热系数相同。

解 简图见图 1-4。

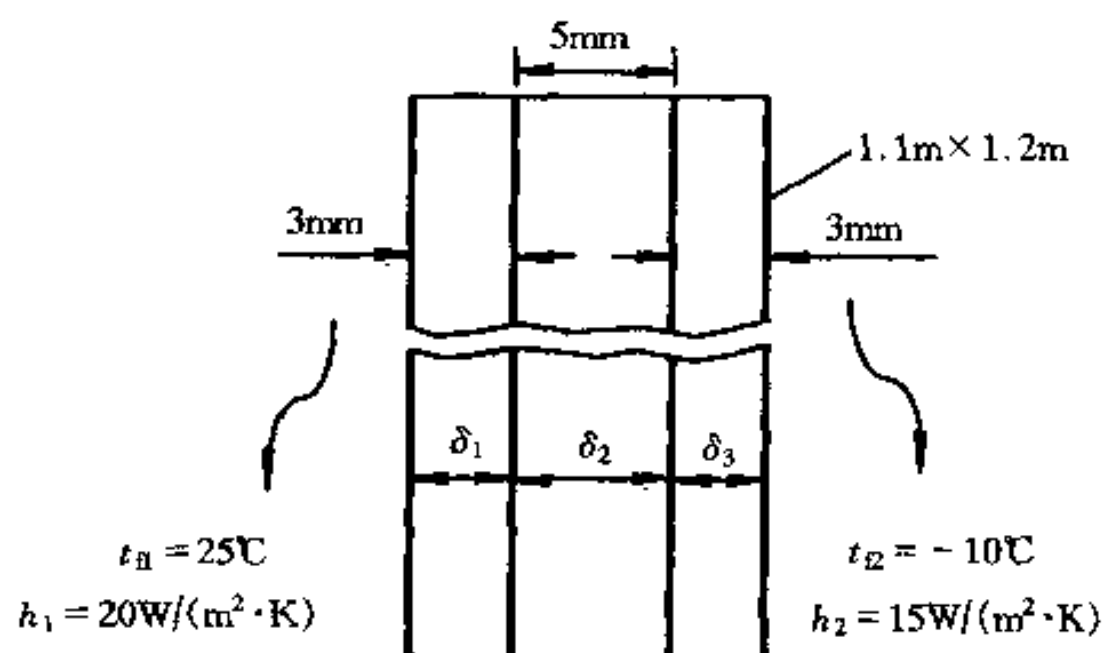


图 1-4 例 1-8 示意图

分析

(1) 双层玻璃窗情形,由传热过程计算式:

$$\begin{aligned} \Phi_1 &= \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{\delta_1}{\lambda_1 A} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 A} + \frac{\delta_3}{\lambda_3 A} + \frac{1}{h_2 A}} = \frac{A(t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{h_2}} \\ &= \frac{1.1 \times 1.2 \times [25 - (-10)]}{\frac{1}{20} + \frac{3 \times 10^{-3}}{1.05} + \frac{5 \times 10^{-3}}{0.026} + \frac{3 \times 10^{-3}}{1.05} + \frac{1}{15}} = 146.8 \text{ W} \end{aligned}$$

(2) 单层玻璃窗情形:

$$\Phi_2 = \frac{A(t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{h_2}} = \frac{1.1 \times 1.2 \times [25 - (-10)]}{\frac{1}{20} + \frac{3 \times 10^{-3}}{1.05} + \frac{1}{15}} = 386.5 \text{ W}$$

显然,单层玻璃窗的散热量是双层玻璃窗的 2.6 倍。因此,北方的冬天常常采用双层玻璃窗,使室内保温。

例 1-9 一外径为 0.3 m,壁厚为 5 mm 的圆管,长为 5 m,外表面平均温度为 80 °C。200 °C 的空气在管外横向掠过,表面传热系数为 80 W/(m²·K)。入口温度为 20 °C 的水以 0.1 m/s 的平均速度在管内流动。如果过程处于稳态,试确定水的出口温度。水的比定压热容为 4 184 J/(kg·K),密度为 980 kg/m³。

解 图示如图 1-5。

分析

(1) 管外空气与管子之间的对流换热量:

$$\begin{aligned} \Phi &= hA(t_f - t_w) \\ &= h\pi dl(t_f - t_w) \\ &= 80\pi \times 0.3 \times 5 \times (200 - 80) = 45\,239 \text{ W} \end{aligned}$$

(3) 由于过程处于稳态,管外空气所加的热量由管内水带走,因此,

$$\Phi = \rho u A_c c_p (t_{out} - t_{in})$$

其中 A_c 为管内流通截面积, $A_c = \frac{\pi}{4}(d - 2\delta)^2 = \frac{\pi}{4} \times (0.3 - 2 \times 0.005)^2 = 0.066 \text{ m}^2$ 。故出口

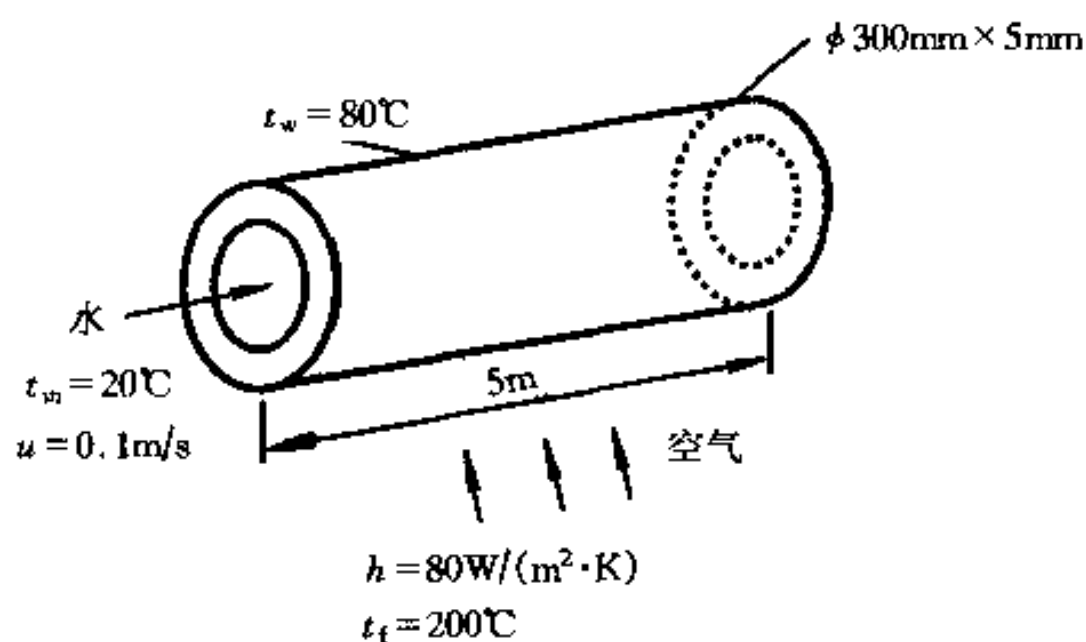


图 1-5 例 1-9 示意图

温度为

$$t_{\text{out}} = \frac{\Phi}{\rho u A_c c_p} + t_{\text{in}}$$

$$= \frac{45\,239}{980 \times 0.1 \times 0.066 \times 4\,184} + 20 = 21.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

例 1-10 相距很近且彼此平行的两个黑体表面,若(1)两表面温度分别为 1 800 K 和 1 500 K;(2)两表面温度分别为 400 K 和 100 K。试求两种情况下辐射换热量的比值。由此可以得出什么结论?

解

(1) 两表面温度分别为 1 800 K 和 1 500 K 时:

$$q_1 = \sigma(T_1^4 - T_2^4) = 5.67 \times 10^{-8} \times (1\,800^4 - 1\,500^4) = 308\,170 \text{ W/m}^2$$

(2) 两表面温度分别为 400 K 和 100 K 时:

$$q_2 = \sigma(T_1^4 - T_2^4) = 5.67 \times 10^{-8} \times (400^4 - 100^4) = 1\,446 \text{ W/m}^2$$

二者比值:

$$q_1/q_2 = 308\,170/1\,446 = 213$$

由此可以看出,尽管冷热表面温度都是相差 300 K,但前者的换热量是后者的 213 倍。因此,辐射在高温时更重要。

例 1-11 白天,地球表面接受来自太阳的辐射热流密度为 669 W/m^2 。设地表空气与地面间的表面传热系数为 $30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,空气温度为 20°C 。设地球可以看成黑体表面,且地球对太空的辐射可看成是对 0 K 黑体空间的辐射。试确定地球表面的平衡温度。

解 图示见图 1-6。

分析

由热平衡关系,地球接受来自太阳的辐射热量以两种方式散掉,即与空气的对流换热及与太空的辐射换热,设过程为稳态,有

$$q = h(T_e - T_f) + \sigma(T_e^4 - T_{\text{sky}}^4)$$

将 $q = 669 \text{ W/m}^2$, $h = 30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, $T_f = 20^\circ\text{C} = 293 \text{ K}$, $T_{\text{sky}} = 0 \text{ K}$ 代入,得 $T_e \approx 300 \text{ K}$ 。

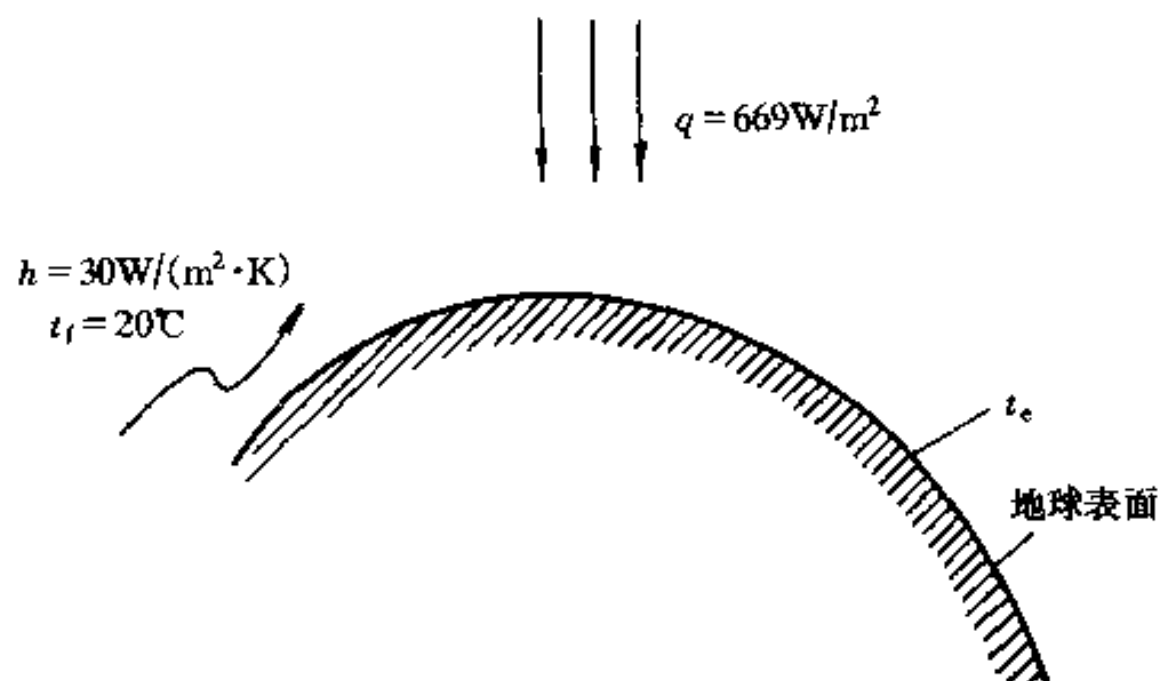


图 1-6 例 1-11 示意图

1.4 自我测验题

1. 举出日常生活及工程实际中导热、对流换热及辐射换热的例子。
2. 试指出导热系数 λ 、对流换热表面传热系数 h 及传热过程的传热系数 k 的区别。
3. 写出一维平壁稳态导热的傅里叶公式、对流换热的牛顿冷却公式及黑体辐射的斯忒藩-玻耳兹曼定律的表达式。对辐射换热来说,斯忒藩-玻耳兹曼公式中的 Φ 是物体的辐射换热量吗?
4. 试写出一维平壁稳态传热过程传热系数 k 的表达式,并用热阻形式表示。
5. 冬天,新建的居民楼刚住进时比住了很久的旧楼房感觉更冷。试从传热学的观点解释原因。
6. 从教材表 1-1 给出的几种对流换热过程表面传热系数的数值范围,你可以得到什么结论?
7. 采用空气夹层作为保温措施时应注意什么? 用抽真空降压的办法能否提高其保温性能?
8. 试分析热水瓶胆的保温作用(一般瓶胆是镀银的真空玻璃夹层),并说明哪些因素会影响其保温效果,同时指出从瓶内热水到周围环境存在哪些热量传递方式。
9. 夏天,有两个完全相同的贮存液态氮的容器放置在一起,一个表面上已结霜,另一个没有。请问哪一个容器的隔热性能更好? 为什么?
10. 用平板法测量导热系数的装置,已知在稳态情况下试件沿厚度方向测得两表面温度分别为 40°C 和 30°C ,用热流计测得加热热流密度为 15 W/m^2 。试件厚度为 10 mm 。试求该试件沿厚度方向的导热系数。
11. 一直径为 2 mm 的电阻丝,允许表面最高温度为 120°C 。为此通电加热时用风扇进行冷却,风温为 20°C ,空气与电阻丝间的表面传热系数为 $180 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 。试确定不考虑辐射换热时的最大加热电流是多少? 已知该电阻丝每米长的电阻为 10Ω 。
12. 一电炉丝,直径为 2 mm ,长度为 2 m ,表面温度为 947°C ,表面发射率为 0.9 。试计算电炉丝的辐射功率。

13. 一金属板背面完全绝热,其正面接受太阳辐射的热流密度为 800 W/m^2 。金属板与周围空气之间的表面传热系数为 $12 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ 。

(1) 假定周围空气温度为 $20 \text{ }^\circ\text{C}$,且不计金属板与包围面之间的辐射换热,试求平板在稳态下的表面温度;

(2) 若空气温度不变,平板表面发射率为 0.8 ,大包围面的温度也是 $20 \text{ }^\circ\text{C}$,试求平板在稳态下的表面温度。

14. 冬天,室外气温为零下 $10 \text{ }^\circ\text{C}$,室外空气与外墙之间的表面传热系数为 $23.2 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$,室内空气与内墙之间的表面传热系数为 $8.1 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ 。设整个建筑物墙壁由厚为 23 cm 的砖墙及内、外各涂 5 mm 厚的水泥组成,墙壁的高度和宽度均为 3 m ,房顶和地面均绝热。砖的导热系数为 $0.84 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$,水泥的导热系数为 $1.1 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 。要使室内温度维持在 $20 \text{ }^\circ\text{C}$,需要配置功率多大的取暖器? 如果现有功率为 2 kW 的电炉,室内温度能维持多高? 假定不考虑辐射换热。

第2章 导热基本定律及稳态导热

本章应着重掌握傅里叶定律及其应用,影响导热系数的因素及导热问题的数学描写(导热微分方程及定解条件)。在此基础上,能对几种典型几何形状物体的一维稳态导热问题用分析方法确定物体内的温度分布和通过物体的导热热量。

2.1 基本知识点

2.1.1 导热基本概念及定律

1. 几个有用的术语

(1) 温度场

温度场是某一时刻导热物体中各点温度分布的总称,一般是空间坐标和时间坐标的函数,在直角坐标系下,有

$$t = f(x, y, z, \tau) \quad (2-1)$$

(2) 等温线(面)

同一时刻物体中温度相同的点连成的线(或面)称为等温线(面),它们分别对二维和三维问题而言。等温线(面)有如下特点:①不可能相交;②对连续介质,等温线(面)只可能在物体边界中断或完全封闭;③沿等温线(面)无热量传递;④由等温线(面)的疏密可直观反映出不同区域温度梯度(或热流密度)的相对大小。

(3) 温度梯度

空间某点的温度梯度可如下表示:

$$\text{grad}t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta t}{\Delta n} \right) \mathbf{n} = \frac{\partial t}{\partial n} \mathbf{n} \quad (2-2)$$

如图2-1所示,两条等温线 t 和 $t + \Delta t$ 之间,温度变化最剧烈的方向 \mathbf{n} (法线方向)即为温度梯度的方向。其中 \mathbf{n} 指向温度升高的方向。

2. 基本定律——傅里叶定律

傅里叶定律的矢量表达式如下:

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{q} &= \Phi/A = -\lambda \text{grad}t = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \mathbf{n} \\ \Phi &= \mathbf{q}A = -\lambda A \text{grad}t = -\lambda A \frac{\partial t}{\partial n} \mathbf{n} \end{aligned} \right\} \quad (2-3)$$

关于傅里叶定律应注意以下几点:

① 负号“-”表示热量传递指向温度降低的方向;而 \mathbf{n} 是通过该点的等温线上法向单位矢量,指向温度升高的方向;

② 热流方向总是与等温线(面)垂直;

③ 物体中某处的温度梯度是引起物体内部及物体间热量传递的根本原因；

④ 一旦物体内部温度分布已知，则由傅里叶定律即可求得各点的热流量或热流密度。因而，求解导热问题的关键在于求解并获得物体中的温度分布；

⑤ 傅里叶定律是实验定律，是普遍适用的，即不论是否变物性，不论是否有内热源，不论物体的几何形状如何，不论是否非稳态，也不论物质的形态（固、液、气），傅里叶定律都是适用的。

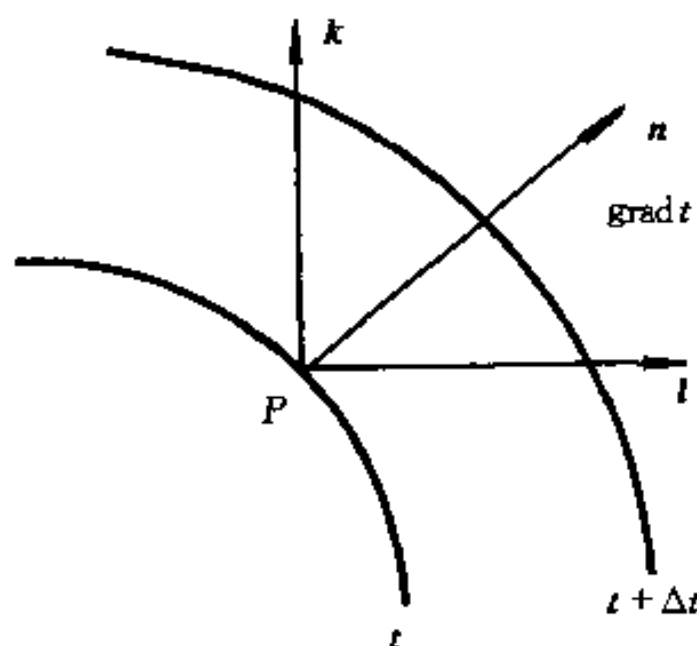


图 2-1 温度梯度矢量

3. 导热系数 λ

根据式(2-3)，有

$$\lambda = -q / \frac{\partial t}{\partial n} \quad (2-4)$$

即导热系数 λ 表示在单位温度梯度作用下物体内部所产生的热流密度，它表征了物质导热本领的大小。导热系数是物性参数，它取决于物质的种类和热力状态（即温度、压力等）。记住四种典型物质的导热系数数值对分析传热问题将十分有用，即温度 t = 20℃ 时，

纯铜 λ = 399 W/(m·K)；

碳钢 λ = 35~40 W/(m·K)；

水 λ = 0.599 W/(m·K)；

干空气 λ = 0.0259 W/(m·K)。

2.1.2 导热微分方程式及定解条件

如上节所述，求解导热问题的关键是获得温度场。本节所介绍的导热微分方程式即物体导热应遵循的一般规律，结合具体导热问题的定解条件，就可获得所需的物体温度场。

1. 导热微分方程式

利用能量守恒定律并借助傅里叶定律，可以导出导热微分方程，对于各向同性的导热物体在直角坐标系下有如下形式：

$$\rho c \frac{\partial t}{\partial \tau} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial z} \right)}_{\text{②}} + \underbrace{\Phi}_{\text{③}} \quad (2-5)$$

上式中①表示微元体热力学能的增量；②表示导入微元体的净热流量（“导进”与“导出”之差）③表示微元体内热源的生成热。

导热微分方程式的适用范围是满足傅里叶定律的导热过程，即过程进行的时间足够长，且热流密度不是很高的情况下。应该指出，导热微分方程式是描述物体内部温度随时间和空间变化的一般关系，而傅里叶定律则描述物体的温度梯度和热流密度之间的关系。

读者应熟练掌握如何将式(2-5)所描述的一般形式的微分方程式对具体情形进行简化，因为这是进一步求解导热问题的关键。教材第 26 页式(2-8)~(2-11)给出了几种简化形式。

2. 定解条件及求解思路

求解导热问题，归结为对导热微分方程式进行求解，但导热微分方程式是描述导热过程共

性的数学表达式,由它得到的是问题的通解。而要获得某一具体问题的特解,必须辅助以定解条件。一般地讲,定解条件包括初始条件和边界条件。导热微分方程式及定解条件构成了一个具体导热问题的数学描写。

导热问题的初始条件如下:

$$\tau = 0 \quad t(x, y, z, 0) = f(x, y, z) \quad (2-6)$$

导热问题常见的三类边界条件如下:

$$\text{第一类: } \tau > 0 \quad t_w = f_1(\tau) \quad (2-7a)$$

$$\text{第二类: } \tau > 0 \quad q_w = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_w = f_2(\tau) \quad (2-7b)$$

$$\text{第三类: } \tau > 0 \quad -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_w = h(t_w - t_f) \quad (2-7c)$$

其中 n 指向物体外法线方向。式(2-7c)对物体被加热和冷却均适用。

求解导热问题的主要思路如下:首先由物理问题,在一定的简化假设条件下,得到其数学描写(导热微分方程及定解条件),然后求解得到温度场。接着利用傅里叶定律进一步求解通过物体界面的热流量或热流密度。

2.1.3 通过几种典型几何形状物体的稳态导热

虽然生产及生活实际中的物体千差万别,形状各异,但经过一定的简化,总能抽象出其理想模型。本节即利用上节所介绍的导热微分方程及定解条件,求解几种典型几何形状物体(平壁、圆筒壁、球壳及变截面物体)的一维稳态导热问题。需要指出的是,对本节所介绍的一维稳态导热问题,可直接对傅里叶定律的表达式进行积分,获得热流量的表达式。

1. 通过平壁的导热

对稳态、无内热源、常物性的一维平壁导热问题,对第一类边界条件,其数学描写为

$$\begin{cases} \frac{d^2 t}{dx^2} = 0 \\ x = 0 : t = t_1 \\ x = \delta : t = t_2 \end{cases} \quad (2-8)$$

进行求解,可得温度分布和热流密度分别如下:

$$\begin{cases} t = \frac{t_2 - t_1}{\delta} x + t_1 \end{cases} \quad (2-9a)$$

$$\begin{cases} q = -\lambda \frac{dt}{dx} = \lambda \frac{t_2 - t_1}{\delta} = \frac{\Delta t}{\delta/\lambda} \end{cases} \quad (2-9b)$$

对这一导热问题,亦可利用傅里叶定律直接求解。此时,

$$\Phi = -\lambda A \frac{dt}{dx} = \text{常数}$$

因此,

$$\Phi \int_0^\delta \frac{dx}{A} = - \int_{t_1}^{t_2} \lambda dx \quad (2-10a)$$

即:

$$\Phi = \frac{t_1 - t_2}{\delta/(\lambda A)} = \frac{\Delta t}{\delta/(\lambda A)} \quad (2-10b)$$

式(2-9b)和(2-10b)中, $\frac{\delta}{\lambda A}$ 和 $\frac{\delta}{\lambda}$ 分别为平壁的导热热阻和面积热阻,单位分别为 K/W 和

$m^2 \cdot K/W$ 。注意:这里 Δt 为平壁两侧表面温度之差。若式(2-10a)的积分区间为 $[0 \sim x]$,则可得出平壁内的温度分布(2-9a)式。

对多层平壁,当各层交界面接触良好时(即忽略接触热阻),热流量和热流密度可按下列式计算:

$$\left\{ \begin{aligned} \Phi &= \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i A}} & (2-11a) \\ q &= \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} & (2-11b) \end{aligned} \right.$$

2. 通过无限长圆筒壁的导热

对一维、稳态、无内热源、常物性的圆筒壁导热问题,对第一类边界条件,其数学描写为

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dt}{dr} \right) &= 0 \\ r = r_1 : t &= t_1 \\ r = r_2 : t &= t_2 \end{aligned} \right. \quad (2-12)$$

教材中用分析求解导热微分方程的方法已得到如下的解:

$$\text{温度分布} \quad t = t_1 + \frac{t_2 - t_1}{\ln(r_2/r_1)} \ln(r/r_1) \quad (2-13a)$$

$$\text{热流密度} \quad q = -\lambda \frac{dt}{dr} = -\frac{\lambda}{r} \frac{t_2 - t_1}{\ln(r_2/r_1)} \quad (2-13b)$$

$$\text{热流量} \quad \Phi = 2\pi r l q = \frac{2\pi \lambda l (t_1 - t_2)}{\ln(r_2/r_1)} \quad (2-13c)$$

若应用傅里叶定律直接求解,则有:

$$\Phi = -\lambda A \frac{dt}{dr} = -\lambda 2\pi r l \frac{dt}{dr} = \text{常数}$$

分离变量,积分可得:

$$\Phi \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{2\pi r l} = -\lambda \int_{t_1}^{t_2} dt$$

$$\text{即:} \quad \Phi = \frac{2\pi \lambda l (t_1 - t_2)}{\ln(r_2/r_1)} \quad (2-14)$$

同理亦可得多层圆筒壁热流量的计算式。

由式(2-13a)可以看出,圆筒壁内温度分布呈对数曲线形式。那么温度分布曲线是图2-2中的实线 a 还是虚线 b 呢? 这可由如下方法判断:由傅里叶定律,对圆筒壁内任一半径 r 处,有

$$\Phi = -\lambda A \frac{dt}{dr} = -\lambda 2\pi r l \frac{dt}{dr} = \text{常数}$$

则半径 r 越大,面积 A 越大,要保持 $\Phi = \text{常数}$,则有 $\left| \frac{dt}{dr} \right|$ 越小,即曲线的斜率在半径越大的地方越小,故应为图2-2中的实线 a 。注意这种分析曲线凹向的方法在以后的章节中还会出现,读者应掌握这种方法。

3. 通过球壳的导热

教材式(2-31)~(2-33)给出了空心球壳内一维稳态、无内热源、常物性时的温度分布及热流量等。若应用傅里叶定律,可有:

$$\Phi = -\lambda A \frac{dt}{dr} = -\lambda 4\pi r^2 \frac{dt}{dr} = \text{常数}$$

分离变量后积分,可得:

$$\Phi \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{4\pi r^2} = -\lambda \int_{t_1}^{t_2} dt$$

即:

$$\Phi = \frac{4\pi\lambda(t_1 - t_2)}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} \quad (2-15)$$

4. 通过变截面 $A(x)$ 及变导热系数 $\lambda(t)$ 物体的导热

本节前面所述平壁、圆筒壁及球壳导热时都可直接用傅里叶定律进行分离变量后积分而求得热流量的表达式。但请注意,这种情形是在一维、稳态、无内热源的条件下得出的,即保证沿温度变化方向热流量 Φ 为常数。对通过变截面 $A(x)$ 及变导热系数 $\lambda(t)$ 的一维、稳态、无内热源的导热问题(如图 2-3),亦可采用这种方法,此时:

$$\Phi = -\lambda(t)A(x) \frac{dt}{dx} = \text{常数}$$

分离变量后积分,

$$\Phi \int_{x_1}^{x_2} \frac{dx}{A(x)} = -\int_{t_1}^{t_2} \lambda(t) dt$$

即:

$$\Phi = -\frac{\int_{t_1}^{t_2} [\lambda(t) dt / (t_2 - t_1)] (t_2 - t_1)}{\int_{x_1}^{x_2} dx / A(x)} \quad (2-16)$$

令

$$\bar{\lambda} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \lambda(t) dt}{t_2 - t_1}$$

则

$$\Phi = \frac{\bar{\lambda}(t_1 - t_2)}{\int_{x_1}^{x_2} dx / A(x)} \quad (2-17)$$

对 $\lambda = \lambda_0(1 + bt)$ 的情形,有 $\bar{\lambda} = \lambda \left(\frac{t_1 + t_2}{2} \right) = \lambda_0 \left(1 + b \frac{t_1 + t_2}{2} \right)$ 。

可以证明,对图 2-4 所示的一维、稳态、无内热源的导

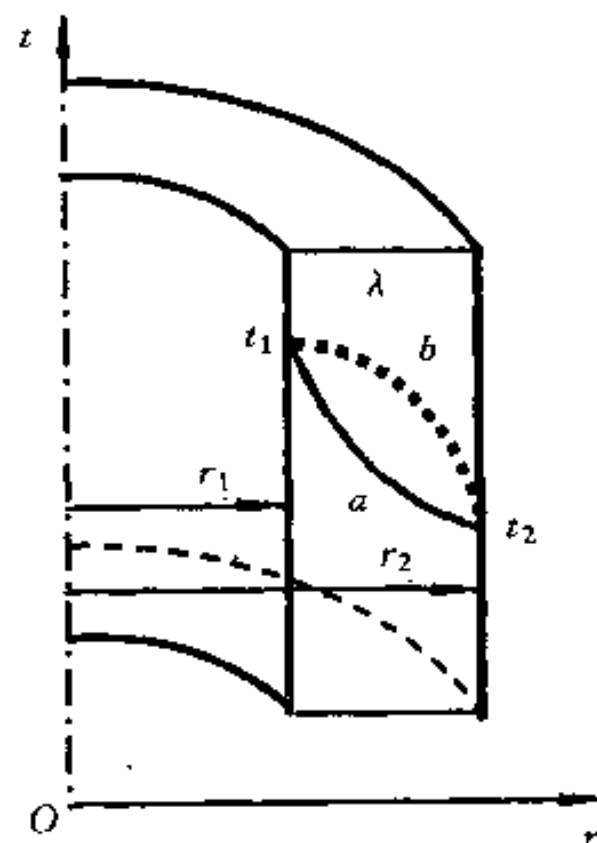


图 2-2 圆筒壁内温度分布

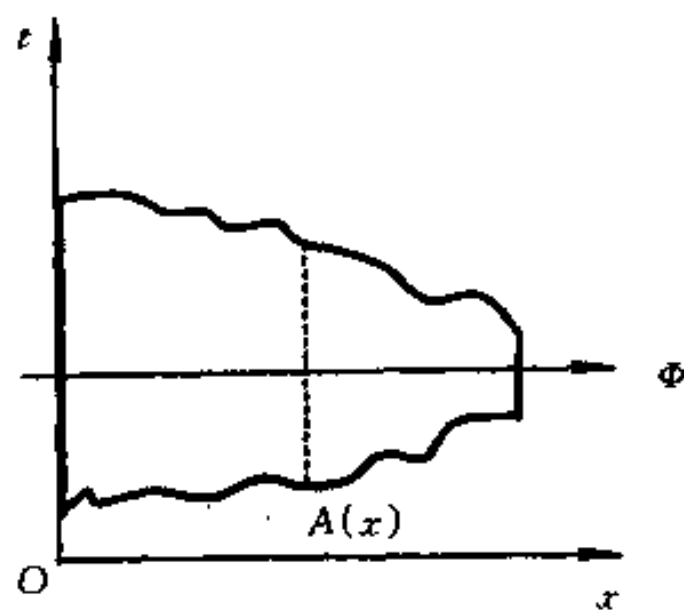


图 2-3 变截面及变导热系数物体的一维稳态导热

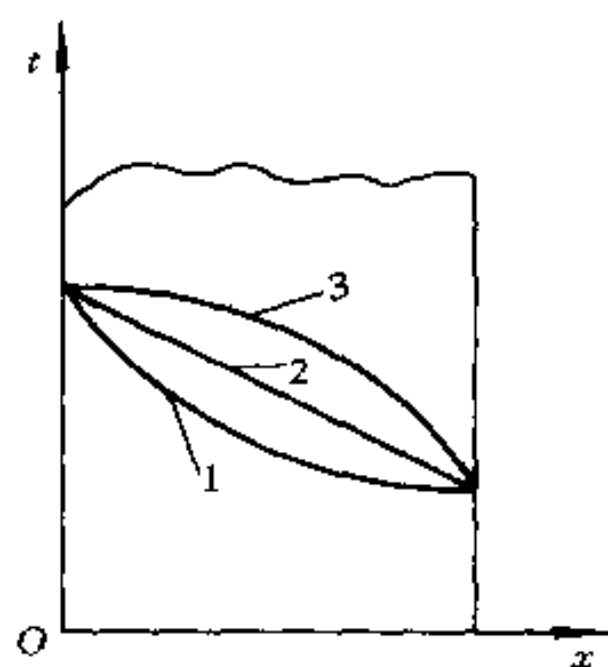


图 2-4 变导热系数 $\lambda = \lambda_0(1 + bt)$ 的一维稳态导热问题温度分布

热问题,当 $\lambda = \lambda_0(1 + bt)$ 时, $b > 0, b = 0, b < 0$ 时平壁内的温度分布分别对应于图中的曲线③,②,①。请读者自行证明。

应当指出,所谓无限大平壁及无限长圆筒壁主要应从仅沿平板厚度方向及圆筒壁半径方向温度才发生变化,即温度分布是一维的,而不应从纯几何角度考虑。因此,图 2-5 中所示的情形亦应被看成一维无限大平壁和无限长圆筒壁的导热问题。

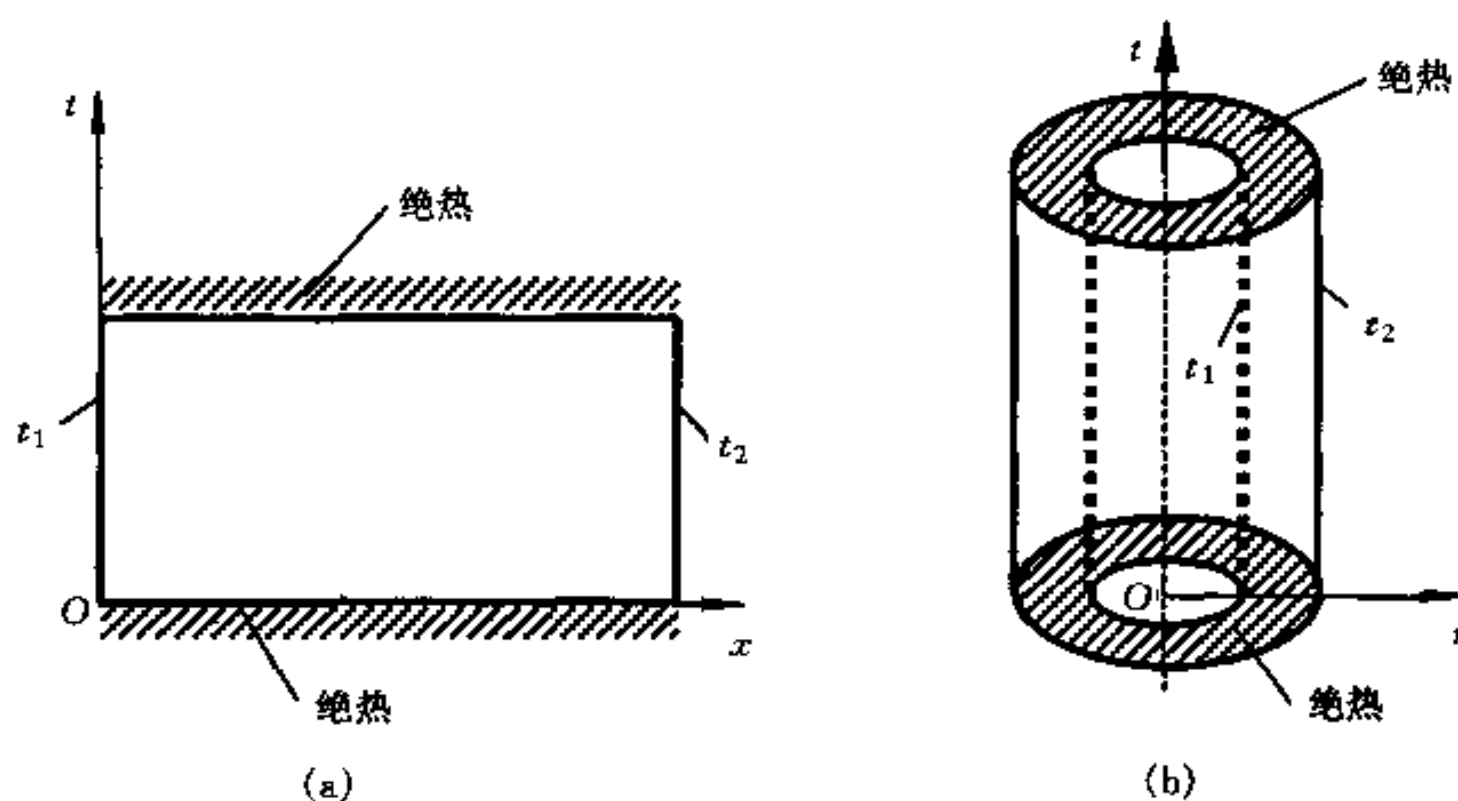


图 2-5 可看成一维问题的稳态导热问题例子
(a) 无限大平壁; (b) 无限长圆筒壁

2.1.4 通过肋片的导热

肋片是工程实际中用来强化换热的有效方法。沿肋高方向横截面积保持不变的称为等截面直肋,否则称为变截面肋。与通过平壁、圆筒壁、球壳等的导热问题一样,分析求解肋片导热的主要目的亦为获得肋片内的温度分布及沿肋片的散热量。

1. 等截面直肋的导热

分析求解基于如下的简化假定:稳态;无内热源;导热系数 λ 为常数;表面传热系数 h 为常数;沿肋高方向肋片横截面积 A_c 不发生变化;一维问题,即温度仅沿肋高方向发生变化;肋端绝热, $\left. \frac{dt}{dx} \right|_{x=H} = 0$ 。肋根温度为 t_0 。

如何才能做到肋片温度仅沿肋高方向(x 方向)发生变化呢? 讨论图 2-6(a)中 dx 微元段沿 y 方向的温度变化。按照一维导热的要求,即 $t_{y+\delta}$ 应与 t_y 相等,如图 2-6(b)则必有 $\frac{1}{h} \gg \frac{\delta/2}{\lambda}$, 即 $\frac{h\delta/2}{\lambda} = Bi \ll 1$; Bi 称为毕渥数。这非常类似于第 3 章的集总参数法的思想,也即此时肋片温度不再是坐标 y 的函数。

由于是一维稳态导热问题, $t = f(x)$, 因而只需两个边界条件($x = 0$ 及 $x = H$ 处)。而肋片表面的对流边界条件则处理成负的内热源项,即教材第 38 页的式(c)。注意此式亦可从能量平衡的角度导出,如图 2-7 所示。考察微元体 dx 的能量守恒,从 x 位置导进的热量 Φ_x 与从 $x + dx$ 处导出的热量 Φ_{x+dx} 之差应与沿肋片表面以对流方式散失的热量 Φ_c 相等,即:

$$\Phi_x - \Phi_{x+dx} = \Phi_c \quad (2-18)$$

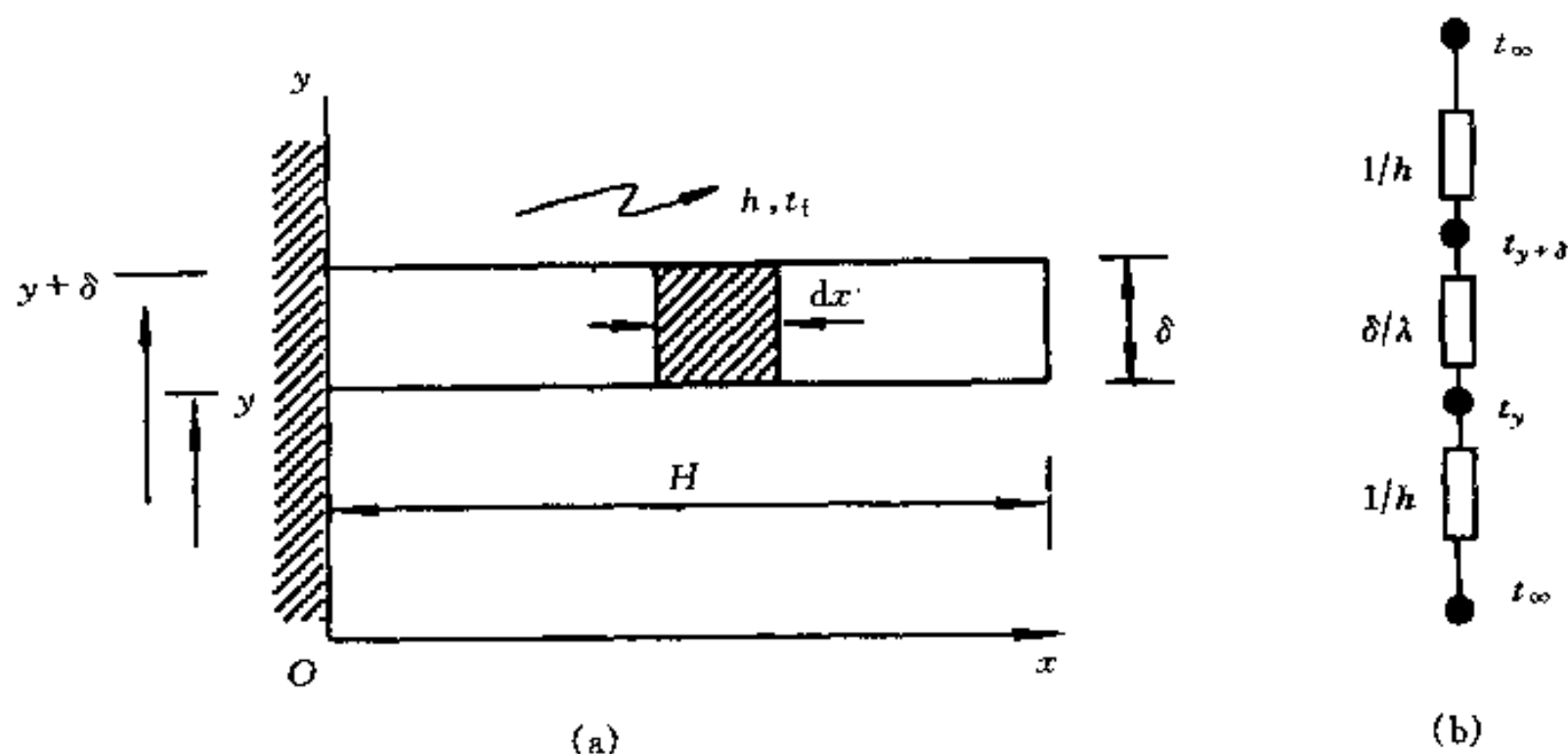


图 2-6 一维肋片导热问题
(a) 一维肋片导热问题示意图; (b) 热阻分析

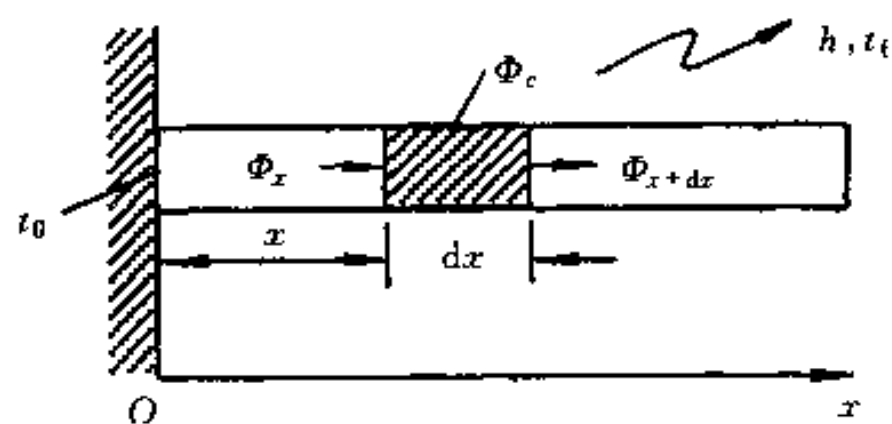


图 2-7 肋片导热微分方程的推导

而
$$\begin{aligned} \Phi_x - \Phi_{x+dx} &= \Phi_x - \left(\Phi_x + \frac{\partial \Phi_x}{\partial x} dx \right) = - \frac{\partial \Phi_x}{\partial x} dx = - \frac{d}{dx} \left(- \lambda A_c \frac{dt}{dx} \right) dx \\ &= \lambda A_c \frac{d^2 t}{dx^2} dx \\ \Phi_c &= h P dx (t - t_\infty) \end{aligned}$$

上式中 P 为肋片沿肋高 x 方向横截面周长。代入(2-18)式中得:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} - \frac{hP}{\lambda A_c} (t - t_\infty) = 0 \tag{2-19}$$

比较式(2-19)与教材第 38 页的式(d), 可以发现二者完全相同。

由式(2-19)并利用边界条件:

$$\begin{cases} x = 0 : t = t_0 \\ x = H : \frac{dt}{dx} = 0 \end{cases}$$

引入过余温度 $\theta = t - t_\infty$, 得肋片中温度分布的表达式:

$$\theta = \theta_0 \frac{\text{ch}[m(x-H)]}{\text{ch}(mH)} \tag{2-20}$$

上式所表示的温度分布如图 2-8 所示(当 $t_0 > t_\infty$ 时)。之所以肋根部的温度梯度大于肋端部,可以这样理解:所有自肋片表面以对流形式散发的热量都是从肋根而来,而肋端绝热,则意味着肋端处的温度梯度为零。

同样,通过肋片的散热量亦可从两个角度去求解而得:

① 全部热流量都必须通过 $x=0$ 处的肋根截面,即教材的式(2-38);

② 依据肋片表面的对流散热,有:

$$\begin{aligned} \Phi &= \int_0^H hP(t - t_\infty) dx \\ &= hP \int_0^H \theta_0 \frac{\text{ch}[m(x-H)]}{\text{ch}(mH)} dx \\ &= \frac{hP}{m} \theta_0 \text{th}(mH) \end{aligned} \quad (2-21)$$

以上结果亦适用于其他等截面直肋的情形。

2. 肋效率 η_f

由于肋的导热系数为有限值,所以沿肋高方向肋的温度是变化的。正是由于这个原因,引入了肋效率的概念。它是肋片实际散热量与假想肋片表面温度恒为肋根温度时理想散热量的比值。对等截面直肋,有:

$$\eta_f = \frac{\text{th}(mH)}{mH} \quad (2-22)$$

如图 2-9 所示,由于 $\text{th}(mH)$ 在 0~1 之间变化,因而,当 mH 越大,肋效率 η_f 下降。

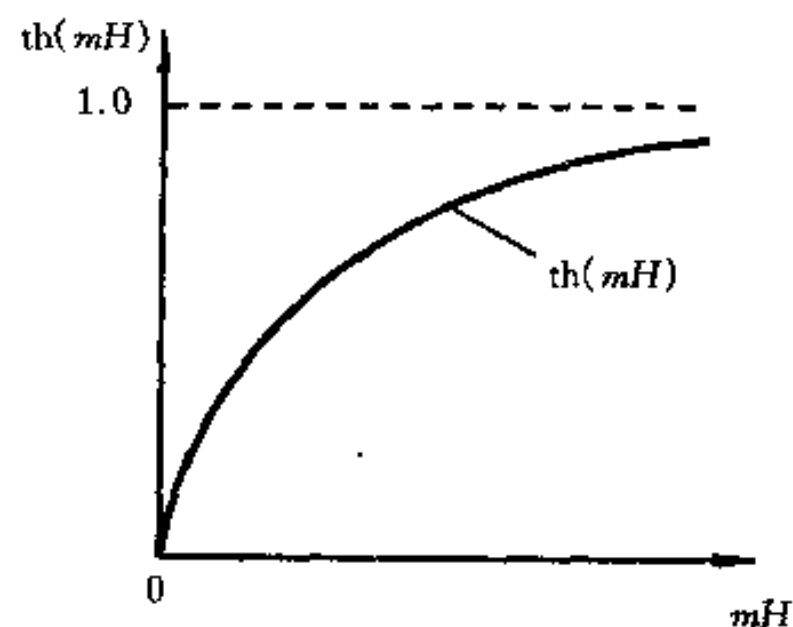


图 2-9 $\text{th}(mH)$ 随 mH 的变化

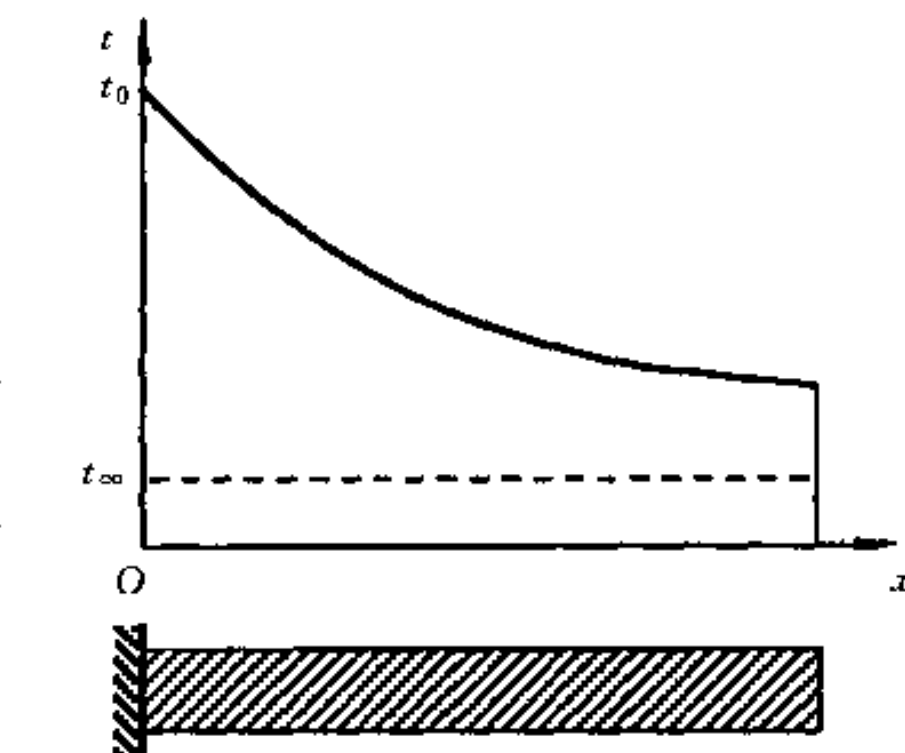


图 2-8 肋片温度分布示意图

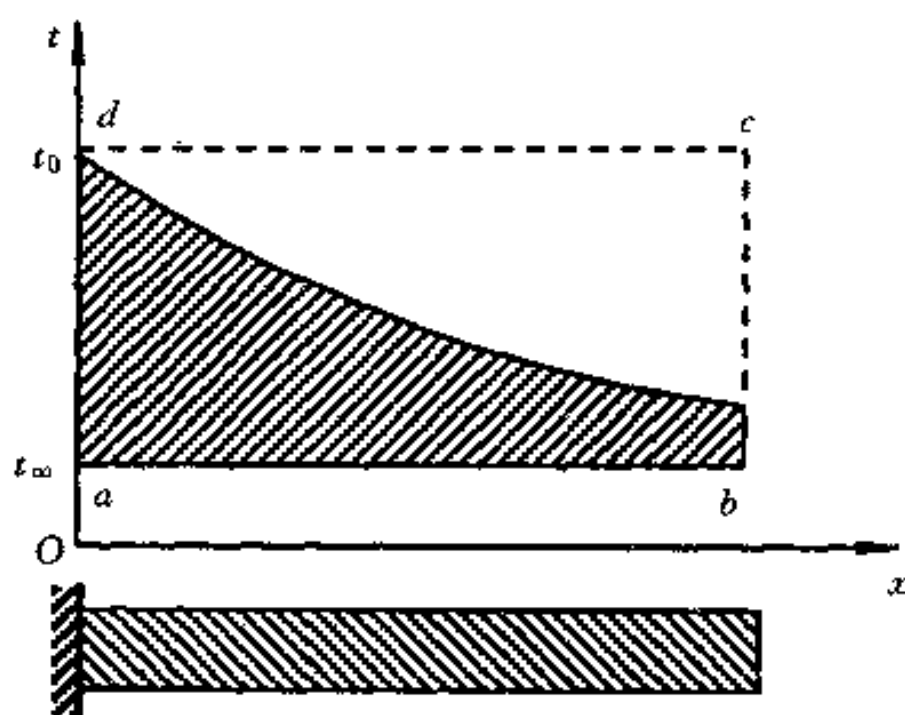


图 2-10 肋效率物理意义示意图

假定 $t_0 > t_\infty$, 如图 2-10 所示, 则肋效率即为图中阴影面积与矩形 $abcd$ 面积之比。对等截面直肋, 由式(2-22)及图 2-9 知, 当 mH 增大时, 肋效率降低。考虑到 $m = \sqrt{\frac{hP}{\lambda A_c}} = \sqrt{\frac{2h}{\lambda \delta}}$, 因此:

① 当肋高 H 增加时, mH 增大, η_f 减小。这说明肋高并非越高越好。

② 肋片的导热系数 λ 增加, mH 减小, 肋效率增加。这相当于增加图 2-10 中阴影部分的面积。

③ 当肋厚增加时, 与增大 λ 的效果一样, 同样使肋效率增加。

注意, 增加 λ 和 δ 之值都使得肋表面沿肋高方向的温度更接近于肋根温度, 即沿肋高方向的导热热阻减小, 从而沿肋高方向温度降减小, 故肋效率增加。如何合理选择肋片的高度、厚度、间距和材料等应从总散热效果来评定。

肋效率也可借助教材图 2-14 及图 2-15 查得。一般工程要求肋效率不低于 0.8。

3. 肋片换热量的计算

肋片换热量的计算一般由以下三步组成:

- ① 根据已知参数计算肋效率 η_f ;
- ② 假定肋表面温度与肋基温度相等, 计算理想换热量 $\Phi_{理}$;
- ③ 根据肋效率的定义计算肋片实际换热量, 即 $\Phi = \eta_f \Phi_{理}$ 。

2.1.5 稳态导热的其他情形

1. 具有内热源的导热

具有内热源的导热问题的数学描写与一维肋片导热相似。但应注意其中的 Φ 是实实在在的内热源项, 而不是由对流边界折算而成的。对均匀内热源 Φ 的平板处于第三类边界条件下(如图 2-11), 平板内的温度分布为

$$t = \frac{\Phi}{2\lambda}(\delta^2 - x^2) + \frac{\Phi\delta}{h} + t_f \quad (2-23)$$

某一位置的热流密度为:

$$q \Big|_x = -\lambda \frac{dt}{dx} = \Phi x \quad (2-24)$$

温度分布为一抛物线。当 $h \rightarrow \infty$ 时, $t_f = t \Big|_{x=\delta} = t_w$, 即为第一类边界条件。请读者自行推导。

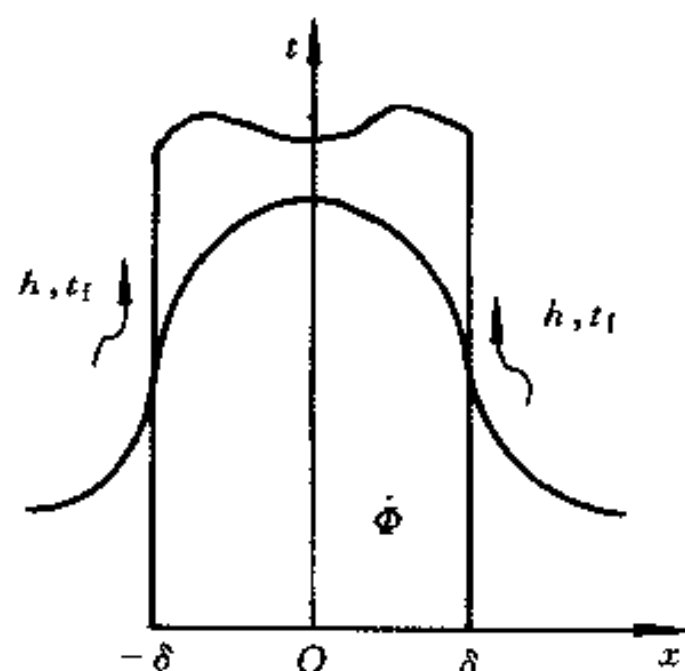


图 2-11 有内热源的导热

2. 多维稳态导热

用于求解多维稳态导热问题的方法有: 分析解法、数值解法和形状因子法。其中用形状因子 S 求解两表面间热流量的统一公式为

$$\Phi = \lambda S(t_1 - t_2) \quad (2-25)$$

注意形状因子法仅适用于计算发生在两等温表面之间的导热热量计算。

2.2 重点与难点

2.2.1 傅里叶定律与导热系数

1. 傅里叶定律

读者应注意傅里叶定律的一般表达式为

$$q = -\lambda \text{grad}t = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \mathbf{n} \quad (2-26)$$

从此式可以看出,物体导热量的大小与该处的温度梯度有关,且传热方向指向温度降低的方向。而求解导热问题的关键在于获得导热体内的温度分布,这正是讲解导热问题数学描写(控制方程及定解条件)的根本原因。

2. 导热系数

再次强调导热系数是物性参量,它与物体所处的热力状态有关。它表征物质导热本领的大小。不同物质的导热系数可通过教材后的附录查得。

2.2.2 导热微分方程及定解条件

1. 导热微分方程

它是求解一切导热问题的基础,在不同坐标系下有不同的形式。其推导依据是能量守恒定律及傅里叶定律。方程一般由导热项、内热源生成项及非稳态项组成。读者应根据具体实际问题经简化后得到该导热问题的具体表达式,这是获得物体内部温度分布正确结果的前提。

2. 定解条件

由导热微分方程所给出的是导热问题的通解,要得出具体导热问题的温度分布(特解),必须辅助以定解条件。定解条件包括初始条件和边界条件。最常见的第一类边界条件是给定边界上的温度值,第二类边界条件给定边界上的热流密度值,第三类边界条件则给定的是对流换热条件。注意式(2-7c)所描述的第三类边界条件表达式对导热体被流体加热和冷却均适用。如图2-12所示, n 为导热体壁面外法线方向,假定 $t_f > t_w$ (即物体被加热),则 $h(t_w - t_f) < 0$,而由于物体被加热,表面温度比内部温度高,则沿 n 方向温度升高,即 $\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_w > 0$,

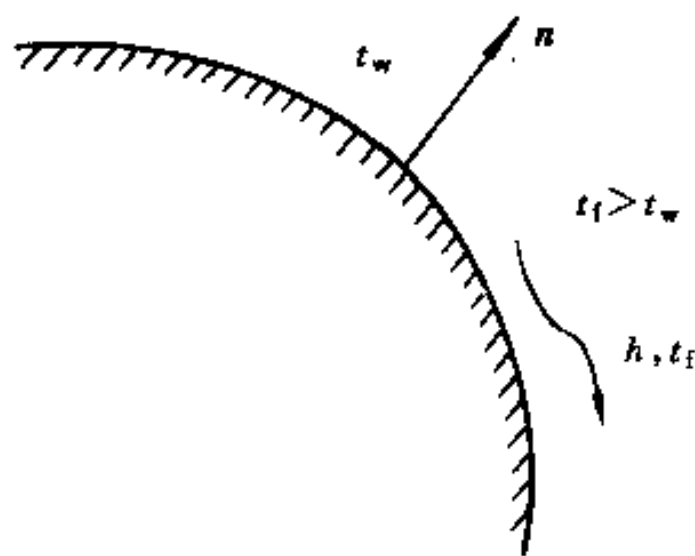


图2-12 第三类边界条件示意图

故 $-\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_w < 0$ 。因此第三类边界条件的表达式为

$-\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_w = h(t_w - t_f)$ 。读者可自行证明当 $t_f < t_w$ 时,上式仍然适用。

3. 求解思路

求解导热问题的思路主要遵循“物理问题→数学描写→求解方程→温度分布→热量计算”。读者应注意这一思路对分析方法和教材第4章介绍的数值方法都是适用的。只不过分析方法求解时是对方程及定解条件用解析的方法获得,而数值解法则是通过计算机模拟的方法。因而前者适用于求解较简单的导热问题,而后者则易于求解复杂的导热问题。

2.2.3 一维稳态导热问题的解析解(无限大平板、无限长圆筒壁、球壳)

1. 如何判断问题是否是一维的?

对常物性、无内热源的稳态导热问题判断问题是否一维应从边界条件考虑,而不能仅从几何角度。在此基础上正确确定导热问题的几何区域并列出的导热微分方程和定解条件。

在此之前,应对物理问题进行分析简化,抓住主要矛盾,忽略次要矛盾。

2. 两种求解方法

对具体一维稳态无内热源、常物性导热问题,一般可有两种方法:即直接对导热微分方程从数学上进行求解,或利用傅里叶定律直接积分而得。注意前者只能得出物体内部温度分布,再应用傅里叶定律可获得导热热量。而后者能获得导热热量和物体内部温度分布。

3. 关于温度分布曲线的绘制

对一维稳态无内热源导热问题,当沿热量传递方向面积发生变化或导热系数发生变化时,其温度分布曲线的凹向判断可根据傅里叶定律,即 $\Phi = -\lambda(t)A(x)\frac{dt}{dx}$ 。对稳态问题, $\Phi = \text{const}$ 。读者可依据此式方便地判断变截面或变导热系数时壁内的温度分布。

2.2.4 通过肋片的稳态导热

1. 等截面肋与变截面肋

读者应注意所谓等截面肋是指沿肋高方向面积不发生变化的肋片。按照这种定义,圆管外的等厚度环形肋片是变截面肋。

2. 如何判断肋片的温度分布是一维的?

要保证肋片温度仅沿肋高方向有变化,即肋片的温度分布是一维的,则要求肋片在肋厚方向的导热热阻 $\frac{\delta/2}{\lambda}$ 忽略不计,即按肋厚一半作为特征长度(注意并非肋高)的 Bi 数应趋于零,此时肋片温度沿肋厚方向不发生变化,类似于第3章的集总参数法。

3. 肋片导热问题的数学描写及其求解

注意一维稳态肋片导热问题的控制方程可以由通用导热微分方程进行简化而来,也可以按能量守恒原理导得,后者物理意义更加清晰,详见2.1.4节。由于问题是一维的,故将肋片厚度方向的对流边界条件处理成负的内热源。同理不难推广,若沿肋厚方向的边界条件是给定热流,同样也将其处理成负的内热源。在获得肋片的温度分布后,可有两种求取肋片热流量的方法,即可用导热的傅里叶定律或对流换热的牛顿冷却公式(参见式(2-21))。

4. 肋片散热量的计算步骤

计算肋片散热量的关键是获得肋片的肋效率 η_f 。对等截面直肋,可用公式(如教材式(2-40)),或查图表。但对变截面肋,只能借助查图表的方法。肋效率表征了肋片表面温度接近肋根温度的程度。当肋片表面温度越接近于肋根温度,则肋效率越高。因此,所有使肋片温度趋于均匀并更加接近肋根温度的措施,必然使肋效率提高。

5. 关于温度计套管测温误差

温度计套管是典型的等截面直肋一维稳态导热问题。读者应对教材例2-5仔细阅读。温度计套管产生误差的原因是由于沿肋高(即套管长度方向)有热量导出和套管表面与流体之间存在换热热阻。因此,要减小测温误差,一方面应减小沿肋高方向的导热热量(即增加导热热阻和减小套管根部与外界环境的散热),另一方面应增加流体与套管壁的对流换热表面传热系数。请读者提出减小测温误差的措施。

2.3 典型题精解

2.3.1 基本概念

本节的基本概念主要包括对傅里叶定律的理解,导热系数的主要特点与性质,建立物理问题所对应的数学描写及相应的求解方法,边界条件的处理,利用几种典型几何形状物理问题解的特点绘制温度场的分布曲线,利用热阻分析方法分析实际的物理问题,能处理变导热系数的影响,以及利用肋片导热的特点分析问题的实质。

例 2-1 写出傅里叶定律的一般表达式,并说明式中各量和符号的物理意义。

解 傅里叶定律的一般表达式为

$$q = -\lambda \text{grad}t = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \mathbf{n}$$

其中: q 是热流密度矢量; λ 为导热系数,它表示物质导热本领的大小; $\text{grad}t$ 是空间某点的温度梯度; \mathbf{n} 是通过该点的等温线上的法向单位矢量,指向温度升高的方向,“-”号表示热量沿温度降低的方向传递。

讨论:由于在绪论一章中我们已接触过傅里叶定律,当时是从一维无限大平板推导而来的,因此常有读者会将一维情形下的傅里叶定律 $q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x}$ 当成傅里叶定律的一般表达式。

例 2-2 一维无内热源、平壁稳态导热的温度场如图 2-13 所示。试说明它的导热系数 λ 是随温度增加而增加,还是随温度增加而减小?

解 由傅里叶定律,

$$q = -\lambda(x) \frac{dt(x)}{dx} = \text{常数}$$

图中 $\left| \frac{dt(x)}{dx} \right|$ 随 x 增加而减小,因而 $|\lambda(x)|$ 随 x 增加而增加,而温度 t 随 x 增加而降低,所以导热系数 λ 随温度增加而减小。

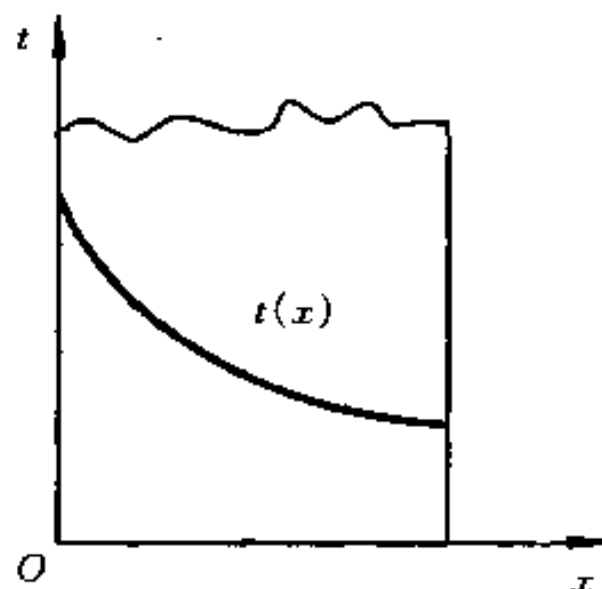


图 2-13 例 2-2 示意图

例 2-3 如图 2-14 所示的一般化扩展表面,材料导热系数为 λ 。 x 是曲线坐标, $A(x)$ 表示 $x=0$ 与 $x=x$ 之间的对流面积。该表面暴露在表面传热系数为 h 、温度为 t_∞ 的对流环境中,温度仅沿 x 方向发生变化。 $A_c(x)$ 表示 x 位置处的横截面积。试推导描述该物体截面温度随坐标 x 变化的控制方程式。

解 以图中 dx 微元段为研究对象,列出热平衡关系式

$$\Phi_1 = \Phi_2 + \Phi_3 \tag{a}$$

面

$$\Phi_1 = -\lambda A_c(x) \frac{dt}{dx}$$

$$\Phi_2 = \Phi_1 + \frac{d\Phi_1}{dx} dx$$

所以

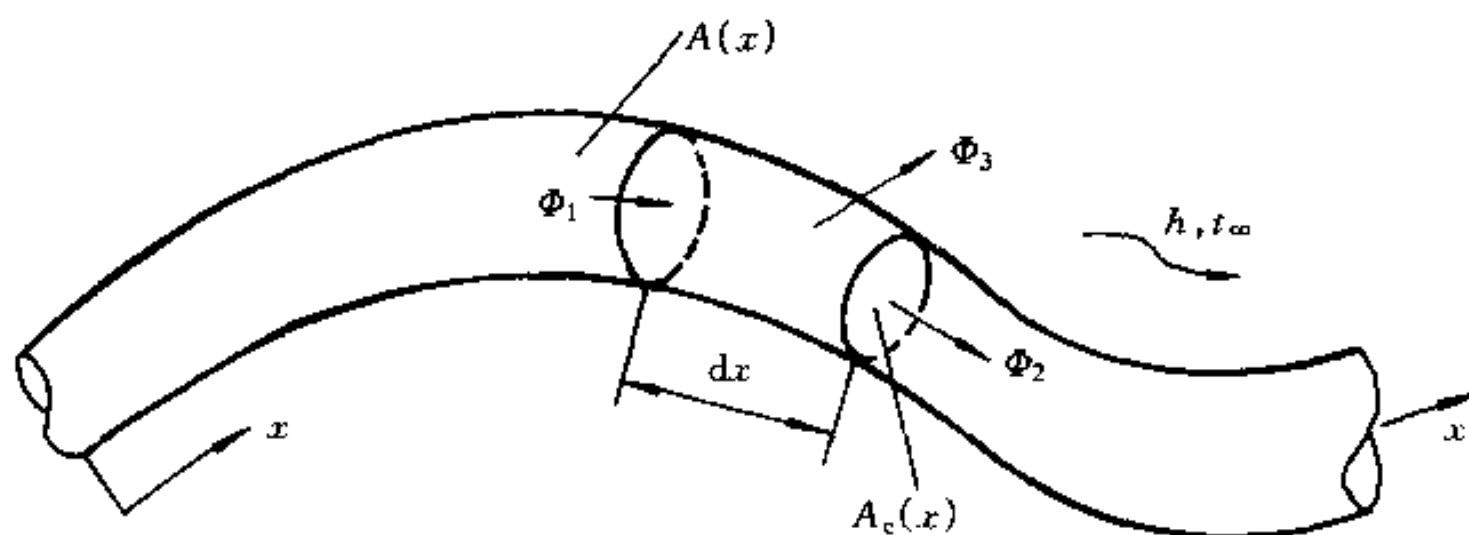


图 2-14 例 2-3 示意图

$$\Phi_2 - \Phi_1 = \frac{d}{dx}(\Phi_1)dx = \frac{d}{dx}(-\lambda A_c(x) \frac{dt}{dx})dx$$

以对流形式散失热量 $\Phi_3 = h dA(x)(t - t_\infty)$

将以上各式代入(a)式得

$$-\frac{d}{dx}(\lambda A_c(x) \frac{dt}{dx}) + h(t - t_\infty) \frac{dA(x)}{dx} = 0$$

令 $\theta = t - t_\infty$, 得:

$$\frac{d}{dx}(\lambda A_c(x) \frac{d\theta}{dx}) - h\theta \frac{dA(x)}{dx} = 0$$

例 2-4 如图 2-15 所示的几何形状, 假定图中阴影部分所示的导热体没有内热源, 物性为常数, 且过程处于稳态。中心圆管内部表面温度保持 t_1 不变, 而正方形外边界处于绝热。有人分别用不锈钢和铜作为该导热体的材料并进行实验测定。实验前他预测两种不同材料的导热体中的温度分布不一样。你认为对吗?

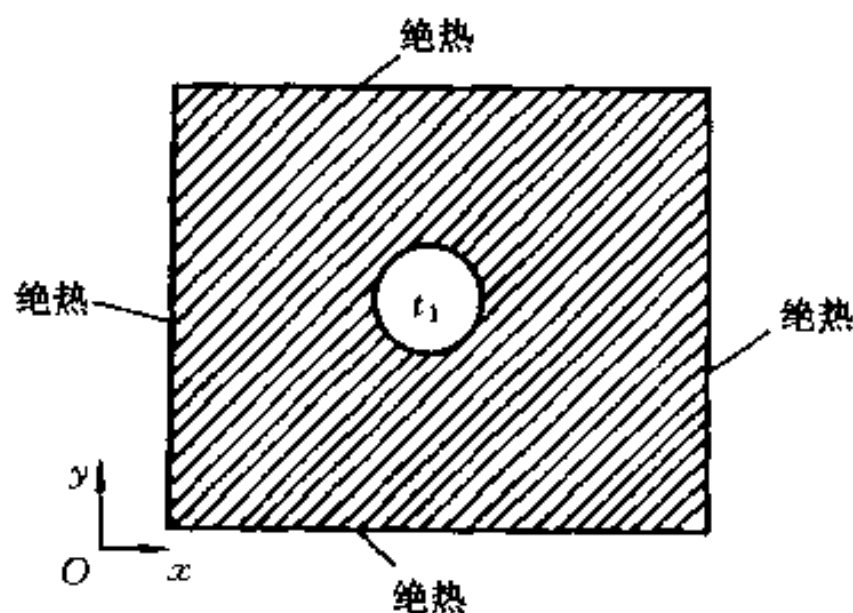


图 2-15 例 2-4 示意图

解 判断物体中的温度分布是否一样, 关键在于该物体中的导热控制方程和边界条件是否一样。描述该问题的控制方程为:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0$$

相应的边界条件:

内部圆表面: $t = t_1$

外部正方形表面: $\frac{\partial t}{\partial n} = 0$

显然, 无论对不锈钢还是铜, 方程和边界条件中不含有与导热系数 λ 有关的量, 因此, 两种材料做成的导热体中温度分布应该一样。该说法不对。

例 2-5 如附图所示(图 2-16)的双层平壁中, 导热系数 λ_1, λ_2 为定值, 假定过程为稳态, 试分析图中三条温度分布曲线所对应的 λ_1 和 λ_2 的相对大小。

解 由于过程是稳态的, 因此在三种情况下, 热流量 Φ 分别为常数, 即

$$\Phi = -\lambda A \frac{dt}{dx} = \text{常数}$$

所以对情形①:

$$\left| \frac{dt}{dx} \right|_1 > \left| \frac{dt}{dx} \right|_2, \text{ 故 } \lambda_1 < \lambda_2$$

同理,对情形②:

$$\left| \frac{dt}{dx} \right|_1 = \left| \frac{dt}{dx} \right|_2, \lambda_1 = \lambda_2$$

对情形③:

$$\left| \frac{dt}{dx} \right|_1 < \left| \frac{dt}{dx} \right|_2, \lambda_1 > \lambda_2$$

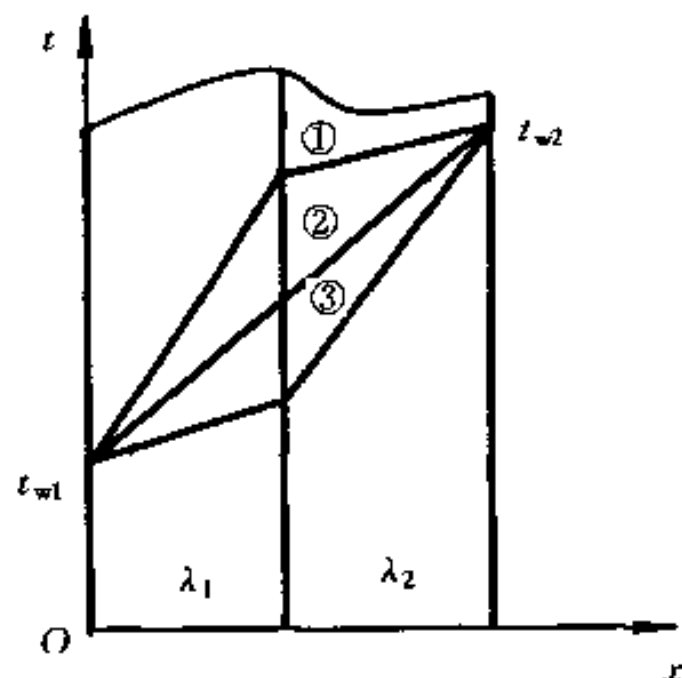


图 2-16 例 2-5 示意图

例 2-6 平壁与圆管壁材料相同,厚度相同,在两侧表面温度相同条件下,圆管内表面积等于平壁表面积,如图 2-17 所示,试问哪种情况下导热量大?

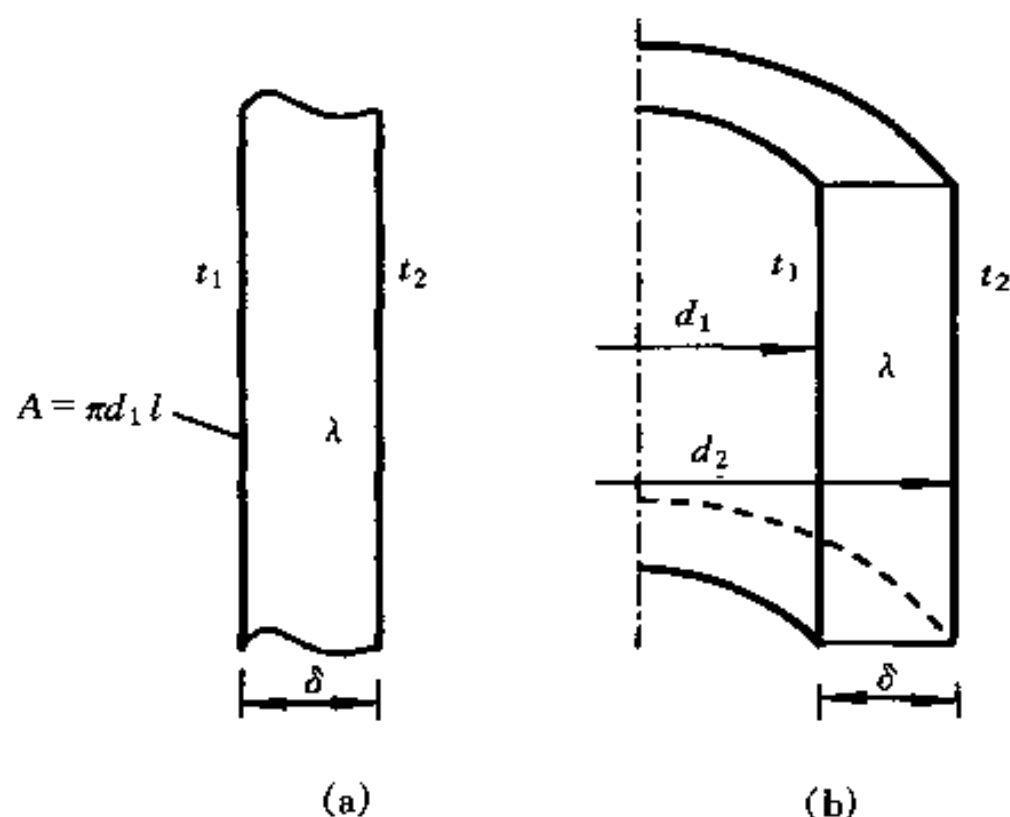


图 2-17 例 2-6 示意图
(a) 平壁; (b) 圆管壁

解 由题意,平壁导热量

$$\Phi_1 = \frac{\Delta t}{\frac{\delta}{\lambda A}} = \frac{\Delta t}{\frac{\delta}{\lambda \pi d_1 l}}$$

圆管壁导热量

$$\Phi_2 = \frac{\Delta t}{\frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1}}$$

故换热量之比:

$$\frac{\Phi_1}{\Phi_2} = \frac{\frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1}}{\frac{\delta}{\lambda\pi d_1 l}} = \frac{\frac{1}{2} \ln \frac{d_2}{d_1}}{\frac{\delta}{d_1}} = \frac{\ln(1 + \frac{2\delta}{d_1})}{\frac{2\delta}{d_1}}$$

显然, $\frac{\Phi_1}{\Phi_2} < 1$, 所以圆管壁的导热量大。

例 2-7 在寒冷的北方地区, 建房用砖采用实心砖还是多孔的空心砖好? 为什么?

解 在其他条件相同时, 实心砖材料如红砖的导热系数约为 $0.5 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})(35^\circ\text{C})$, 而多孔空心砖中充满着不动的空气, 空气在纯导热(即忽略自然对流)时, 其导热系数很低, 是很好的绝热材料。因而用多孔空心砖好。

例 2-8 厚度为 δ 的单层平壁, 两侧温度分别维持在 t_1 及 t_2 , 平板材料导热系数呈直线变化, 即 $\lambda = a + bt$ (其中 a, b 为常数), 试就 $b > 0, b = 0, b < 0$ 画出平板中的温度分布曲线, 并写出平板某处当地热流的表达式。假定无内热源。

解 由题意, 沿平板厚度方向(x 方向), 热流量为常数, 即

$$\Phi = -\lambda A \frac{dt}{dx} = \text{常数}$$

由于 A 不变, 故有 $\left| \lambda \frac{dt}{dx} \right| = \text{常数}$ 。

设 $t_1 > t_2$, 当 $b > 0$ 时, 显然 $\lambda(t_1) > \lambda(t_2)$, 所以 $\left| \frac{dt}{dx} \right|_{x=0} < \left| \frac{dt}{dx} \right|_{x=\delta}$, 故温度分布曲线如图 2-18(a) 所示。同理, $b = 0, b < 0$ 时的温度分布曲线如图 2-18(b), (c) 所示。

某处 x 热流密度表达式:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} = -(a + bt) \frac{dt}{dx}$$

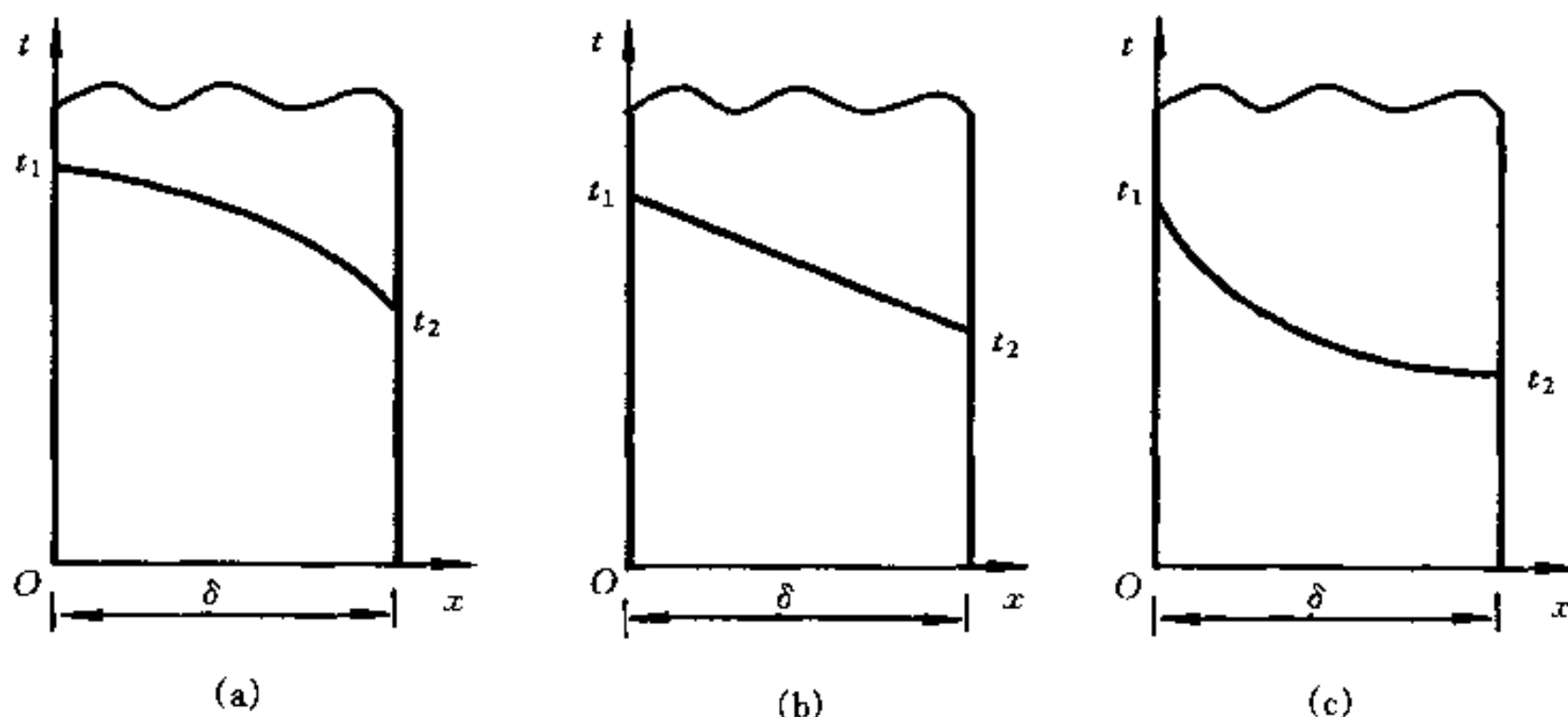


图 2-18 例 2-8 示意图

(a) $b > 0$; (b) $b = 0$; (c) $b < 0$

讨论: 利用傅里叶定律表达式来判断温度分布曲线凹向是一种很重要的方法, 读者应很好掌握。

例 2-9 两种几何尺寸完全相同的等截面直肋, 在完全相同的对流环境(即表面传热系

数和流体温度均相同)下,沿肋高方向温度分布曲线如图 2-19 所示。请判断两种材料导热系数的大小和肋效率的高低?

解 对一维肋片,导热系数越高时,沿肋高方向热阻越小,因而沿肋高方向的温度变化(降落或上升)越小。因此曲线 1 对应的是导热系数大的材料,曲线 2 对应导热系数小的材料。而且,由肋效率的定义知,曲线 1 的肋效率高于曲线 2。

例 2-10 用套管温度计测量容器内的流体温度,为了减小测温误差,套管材料选用铜还是不锈钢?

解 由于套管温度计的套管可以视为一维等截面直肋,要减小测温误差(即使套管顶部温度 t_H 尽量接近流体温度 t_f),应尽量减少沿套管长度流向容器壁面的热量,即增大该方向的热阻。所以,从套管材料上说应采用导热系数更小的不锈钢。

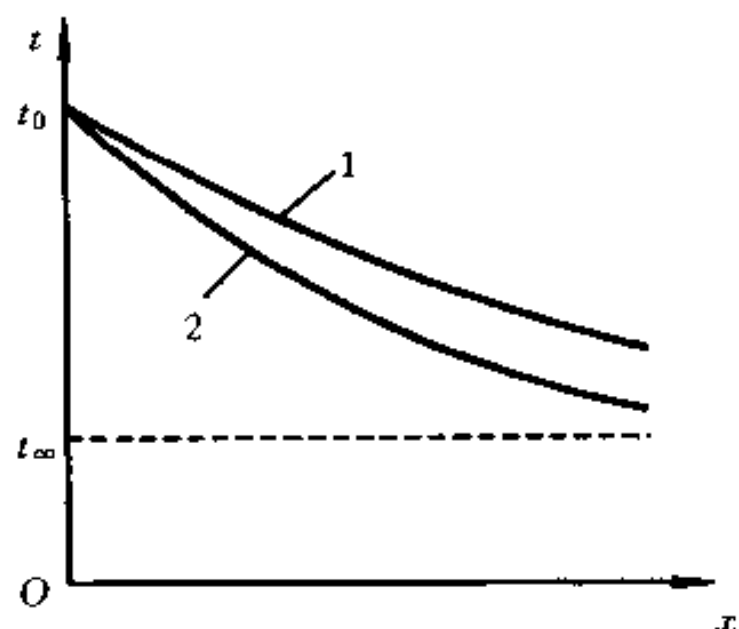


图 2-19 例 2-9 示意图

2.3.2 定量计算

本节定量计算主要题型包括以下几类:

- (1) 建立物理问题所对应的数学描写(控制方程及定解条件),主要依据是能量守恒定律及傅里叶定律;
- (2) 平壁、圆管壁、球壳的一维稳态导热计算;
- (3) 含内热源、变截面、变导热系数的一维稳态导热问题分析求解;
- (4) 一维稳态等截面肋及不等截面肋的分析计算;
- (5) 利用热阻对复合壁的导热问题进行分析;
- (6) 多维稳态导热问题的分析计算及形状因子。

例 2-11 一直径为 d_0 ,单位体积内热源的生成热为 Φ 的实心长圆柱体,向温度为 t_∞ 的流体散热,表面传热系数为 h 。试列出圆柱体中稳态温度场的微分方程式及定解条件。

解 由题意,圆柱体中的温度只沿半径方向发生变化,即: $t = f(r)$,如图 2-20 所示,由 $r \rightarrow r + dr$ 的微元体的能量平衡可得:

$$\Phi_r - \Phi_{r+dr} + \Phi_e = 0 \quad (a)$$

上式中 Φ_e 表示内热源生成热。

而
$$\Phi_r = -\lambda A(r) \frac{dt}{dr} = -\lambda 2\pi r l \frac{dt}{dr}$$

$$\Phi_{r+dr} = \Phi_r + \frac{\partial \Phi_r}{\partial r} dr$$

故:

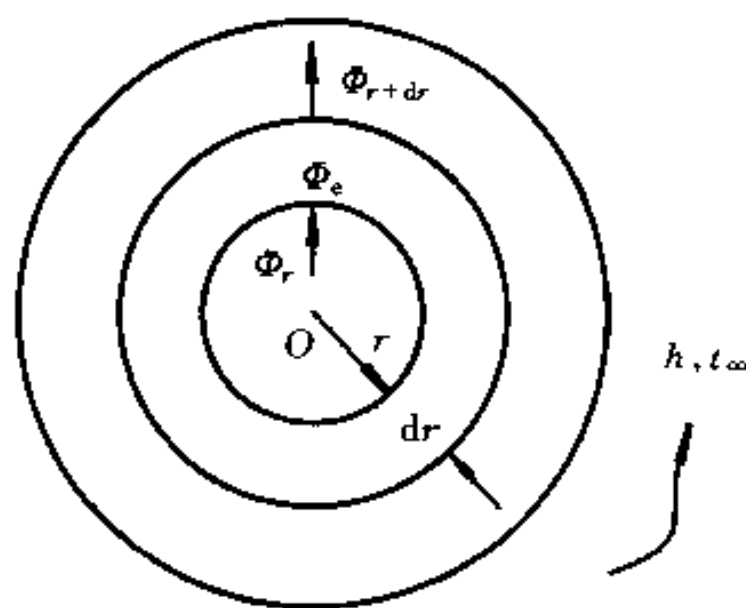


图 2-20 例 2-11 示意图

$$\Phi_r - \Phi_{r+dr} = -\frac{\partial \Phi_r}{\partial r} dr = -\frac{\partial}{\partial r} (-\lambda 2\pi r l \frac{dt}{dr}) dr = 2\pi \lambda l \frac{d}{dr} (r \frac{dt}{dr}) dr$$

$$\Phi_e = \Phi dV = \Phi 2\pi r l dr$$

代入(a)式得:

$$\lambda \frac{d}{dr} (r \frac{dt}{dr}) + r\Phi = 0$$

边界条件:

$$r=0: \frac{dt}{dr}=0$$

$$r=\frac{d_0}{2}: -\lambda \frac{dt}{dr} = h(t - t_\infty)$$

例 2-12 在用稳态平板法测定固体材料导热系数的装置中,试件做成圆形平板,试件厚度 δ 远小于其直径 d 。通过试件的热流量 $\Phi = 60 \text{ W}$,用热电偶测得冷热表面温度分别为 $t_1 = 180 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_2 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ 。由于安装不好,试件和冷、热表面之间均存在 $\Delta = 0.1 \text{ mm}$ 的间隙,如图 2-21 所示。试确定由此带来的测量误差?

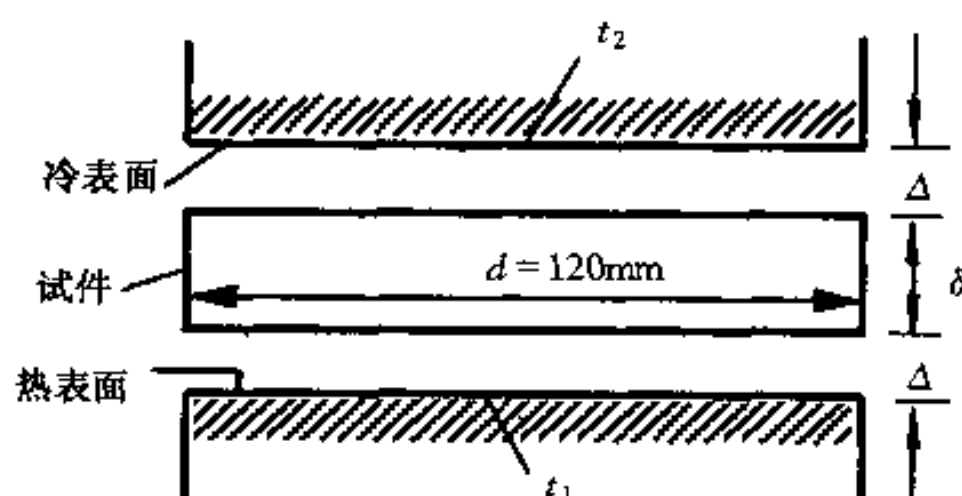


图 2-21 例 2-12 示意图

解 不计空气隙时,其热阻计算式为:

$$\frac{\delta}{\lambda_0} = \frac{A\Delta t}{\Phi}$$

其中 λ_0 为不计空气隙材料的导热系数, A 为导热面积, $A = \frac{\pi}{4} d^2$, $\Delta t = t_1 - t_2$ 。当计及空气隙时,应增加两个空气隙的导热热阻:

$$\frac{\delta}{\lambda} + \frac{\Delta}{\lambda_1} + \frac{\Delta}{\lambda_2} = \frac{A\Delta t}{\Phi}$$

其中 λ 为平板材料的真实导热系数, λ_1, λ_2 为空气的导热系数。

$$\frac{\delta}{\lambda_0} - \frac{\delta}{\lambda} = \frac{\Delta}{\lambda_1} + \frac{\Delta}{\lambda_2}$$

导热系数的测量误差为

$$\frac{\lambda - \lambda_0}{\lambda} = \frac{\delta/\lambda_0 - \delta/\lambda}{\delta/\lambda_0} = \frac{\Delta}{\delta/\lambda_0} \left(\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2} \right)$$

$t_1 = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ 和 $t_2 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, $\lambda_1 = 0.0378 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $\lambda_2 = 0.0267 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。所以:

$$\frac{\lambda - \lambda_0}{\lambda} = \frac{\frac{0.1 \times 10^{-3}}{0.0378} + \frac{0.1 \times 10^{-3}}{0.0267}}{\frac{\pi}{4} \times 0.12^2 \times (180 - 30)} = 22.6\%$$

60

讨论:在计算测量误差时,注意 λ 为真实值,而 λ_0 为有误差的值。读者应注意 t_1, t_2 分别是冷、热表面上的温度,而非试件上下表面温度。

例 2 - 13 导热系数分别为 $\lambda_1 = 0.08 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}), \lambda_2 = 0.03 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 的材料,其厚度分别为 2 mm 和 1 mm,中间紧夹有一层厚度可以不计的加热膜,加热膜温度维持在 60°C 。材料 1 一侧维持在 $t_1 = 30^\circ\text{C}$ 的温度,材料 2 的一侧与温度 $t_f = 20^\circ\text{C}$,表面传热系数 $h = 50 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的气流相通,如图 2 - 22 所示。假定过程为稳态,试确定加热膜所施加的热流密度大小。

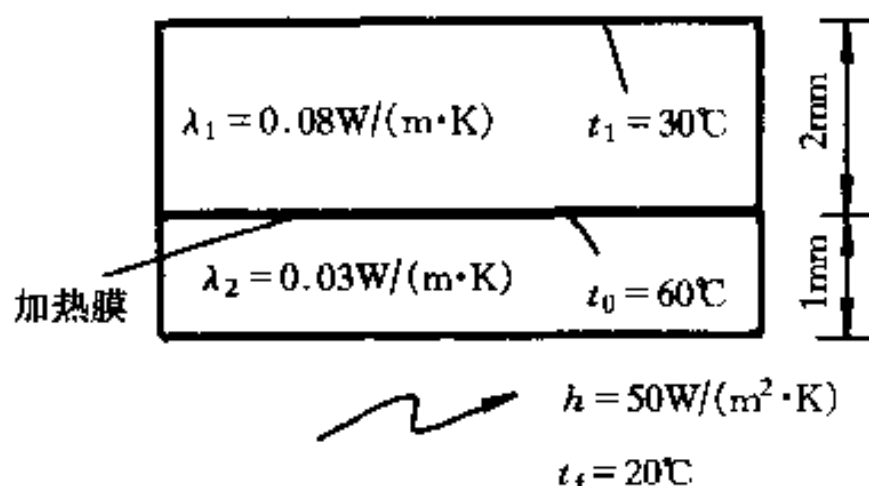


图 2 - 22 例 2 - 13 示意图

解 由题意,加热膜的热流应为向两板的导热热量之和,即

$$q = q_1 + q_2$$

而

$$q_1 = \frac{t_0 - t_1}{\delta_1/\lambda_1} = \frac{60 - 30}{2 \times 10^{-3}/0.08} = 1200 \text{ W}/\text{m}^2$$

$$q_2 = \frac{t_0 - t_f}{\delta_2/\lambda_2 + \frac{1}{h}} = \frac{60 - 20}{\frac{1 \times 10^{-3}}{0.03} + \frac{1}{50}} = 750 \text{ W}/\text{m}^2$$

所以

$$q = q_1 + q_2 = 1200 + 750 = 1950 \text{ W}/\text{m}^2$$

例 2 - 14 一建筑物的墙壁由如图 2 - 23(a)所示的空心砖砌成。设该砖混凝土导热系数为 $0.8 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,空气当量导热系数为 $0.28 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,设温度只沿墙壁厚度 x 方向发生变化,室内温度为 25°C ,表面传热系数为 $10 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,室外空气温度为零下 10°C ,表面传热系数为 $20 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。求通过每块砖的导热热量。

解 该导热过程的热阻图如图 2 - 23(b)图示。图中各量:

$$R_1 = \frac{1}{h_1 A_1} = \frac{1}{10 \times (300 \times 300) \times 10^{-6}} = 1.11 \text{ K}/\text{W}$$

$$R_5 = \frac{1}{h_2 A_1} = \frac{1}{20 \times 0.3 \times 0.3} = 0.556 \text{ K}/\text{W}$$

$$R_2 = \frac{\delta_1}{\lambda_1 A_1} = \frac{75 \times 10^{-3}}{0.8 \times 0.3 \times 0.3} = 1.042 = R_4 \text{ K}/\text{W}$$

$$R_{31} = \frac{\delta_2}{\lambda_1 A_2} = \frac{150 \times 10^{-3}}{0.8 \times 0.3 \times 0.075} = 8.333 = R_{33} \text{ K}/\text{W}$$

$$R_{32} = \frac{\delta_2}{\lambda_2 A_3} = \frac{150 \times 10^{-3}}{0.28 \times 0.3 \times 0.15} = 11.905 \text{ K}/\text{W}$$

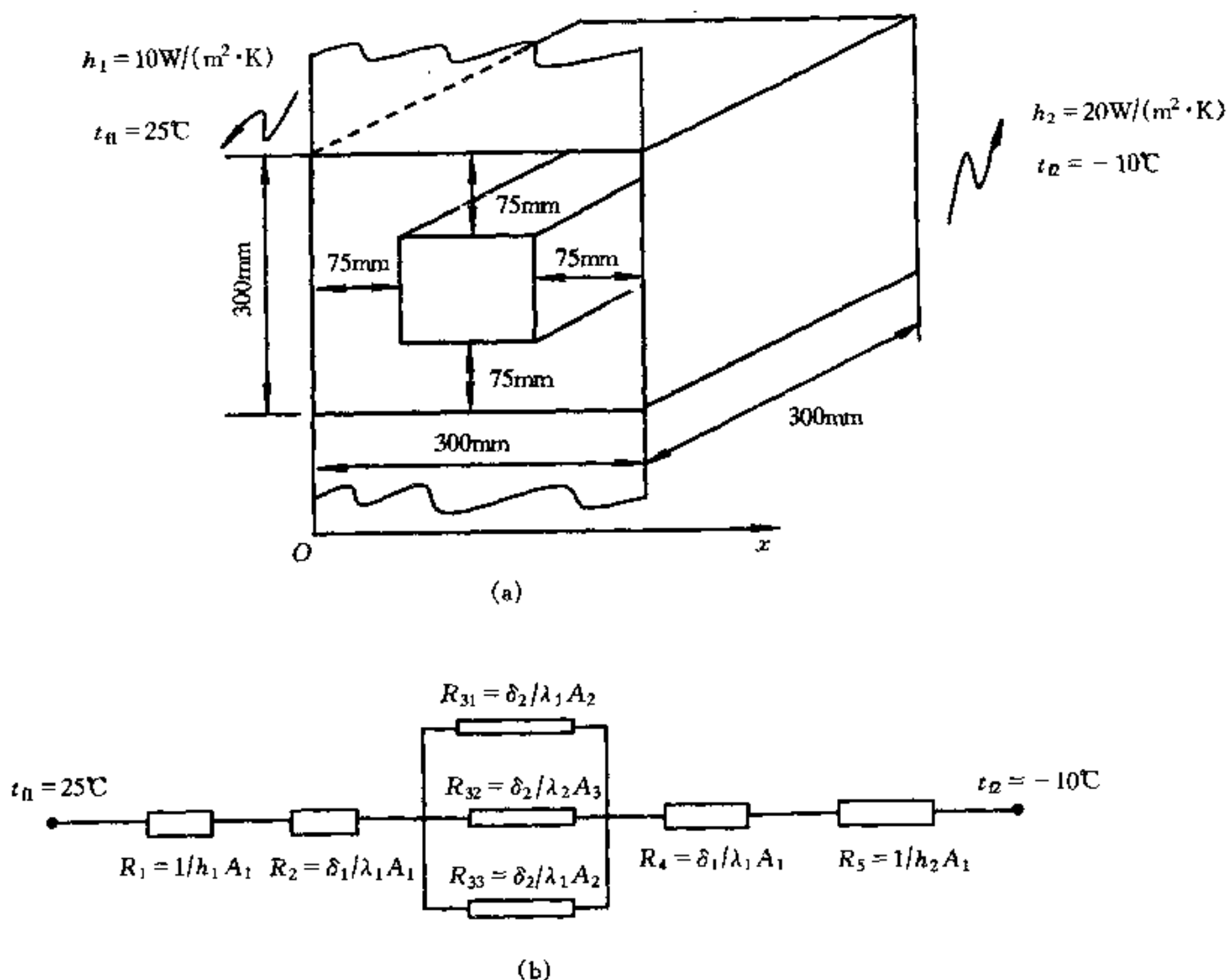


图 2-23 例 2-14 示意图和分析
(a) 例 2-14 示意图； (b) 热阻分析图

故：

$$R_3 = \frac{1}{\frac{1}{R_{31}} + \frac{1}{R_{32}} + \frac{1}{R_{33}}} = 3.086 \text{ K/W}$$

$$\sum R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 = 1.11 + 1.042 + 3.086 + 1.042 + 0.556 = 6.836 \text{ K/W}$$

所以导热量：

$$\Phi = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{t_{II} - t_E}{\sum R} = \frac{25 - (-10)}{6.836} = 5.12 \text{ W}$$

讨论：用实心砖时，导热量

$$\Phi' = \frac{\Delta t}{\sum R'} = \frac{t_{II} - t_E}{R_1 + R_5 + R_{实}}$$

$$R_{实} = \frac{\delta'}{\lambda_1 A} = \frac{300 \times 10^{-3}}{0.8 \times 0.3 \times 0.3} = 4.167 \text{ K/W}$$

所以

$$\Phi' = \frac{25 - (-10)}{1.11 + 0.556 + 4.167} = 6.0 \text{ W}$$

显然,空心砖比实心砖导热减少 14.7%。

例 2-15 外直径为 50 mm 的蒸汽管道外表面温度为 400 °C,其外包裹有厚度为 40 mm,导热系数为 0.11 W/(m·K)的矿渣棉,矿渣棉外又包有厚为 45 mm 的煤灰泡沫砖,其导热系数 λ 与砖层平均温度 \bar{t} 的关系如下: $\lambda = 0.099 + 0.0002\bar{t}$ 。煤灰泡沫砖外表面温度为 50 °C。已知煤灰泡沫砖最高耐温为 300 °C。试检查煤灰泡沫砖层的温度有无超出最高温度? 并求通过每米长该保温层的热损失。

解 本题的关键在于确定矿渣棉与煤灰泡沫砖交界处的温度,而由题意,煤灰泡沫砖的导热系数又取决于该未知的界面温度,因而计算过程具有迭代(试凑)性质。

先假定界面温度为 t_w ,如图 2-24。则由题意:

$$\frac{2\pi\lambda_1(t_{w1} - t_w)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} = \frac{2\pi\lambda_2(t_w - t_{w2})}{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}$$

而 $\lambda_2 = 0.099 + 0.0002\left(\frac{t_w + t_{w2}}{2}\right)$

将 $\lambda_1 = 0.11 \text{ W/(m·K)}$

$$r_1 = 25 \text{ mm}$$

$$r_2 = 65 \text{ mm}$$

$$r_3 = 110 \text{ mm}$$

$$t_{w1} = 400 \text{ °C}$$

$$t_{w2} = 50 \text{ °C}$$

代入上式得:

$$\frac{0.11 \times (400 - t_w)}{\ln\frac{65}{25}} = \frac{[0.099 + 0.0001(t_w + 50)](t_w - 50)}{\ln\frac{110}{65}}$$

变形得:

$$\begin{aligned} t_w^* &= 400 - \frac{\ln\left(\frac{65}{25}\right)}{\ln\left(\frac{110}{65}\right)} \times \frac{1}{0.11} \times [0.099 + 0.0001(t_w + 50)](t_w - 50) \\ &= 400 - 16.5113 \times [0.099 + 0.0001(t_w + 50)](t_w - 50) \end{aligned}$$

设 $t_w = 160 \text{ °C}$,由上式得 $t_w^* = 182.05 \text{ °C}$,与假定不符,再令 $t_w = \frac{1}{2}(160 + 182.05) \approx 171 \text{ °C}$,得 $t_w^* = 158 \text{ °C}$ 。重复几次,最后得: $t_w \approx 167 \text{ °C}$ 。所以没有超过该保温层的最高温度。通过每米长保温层的热损失:

$$\Phi_l = \frac{2\pi\lambda(t_{w1} - t_w)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} = \frac{2\pi \times 0.11 \times (400 - 167)}{\ln\left(\frac{65}{25}\right)} = 168.5 \text{ W/m}$$

讨论:

如果增加煤灰泡沫砖的厚度,对热损失及界面温度的影响如何? 请读者思考。

本题所采用的迭代方法在以后的各章节中还会碰到,读者应该掌握。

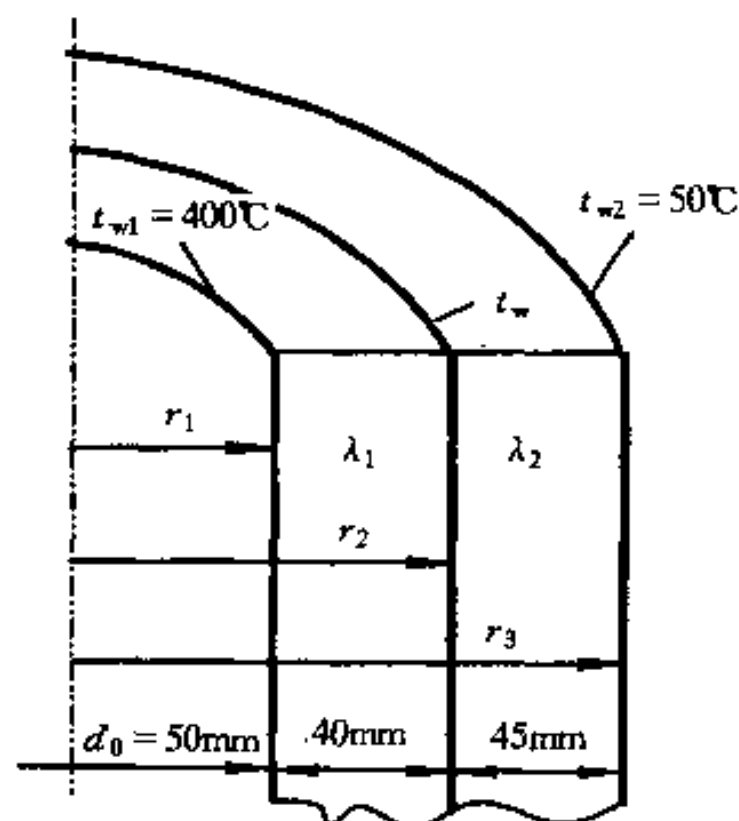


图 2-24 例 2-15 示意图

例 2-16 夏天,一置于室外的球形液氮罐,罐内液体温度保持在 $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。球罐外直径为 2 m ,其外包有厚为 30 cm 的保温层。由于某种原因,该保温材料的保温性能变差,其平均导热系数为 $0.6\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。环境气温高达 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$,罐外空气与保温层间的表面传热系数为 $5\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。试计算通过保温层的热损失并判断保温层外是否结霜? 假定球罐外壁温与罐内液体温度相等。

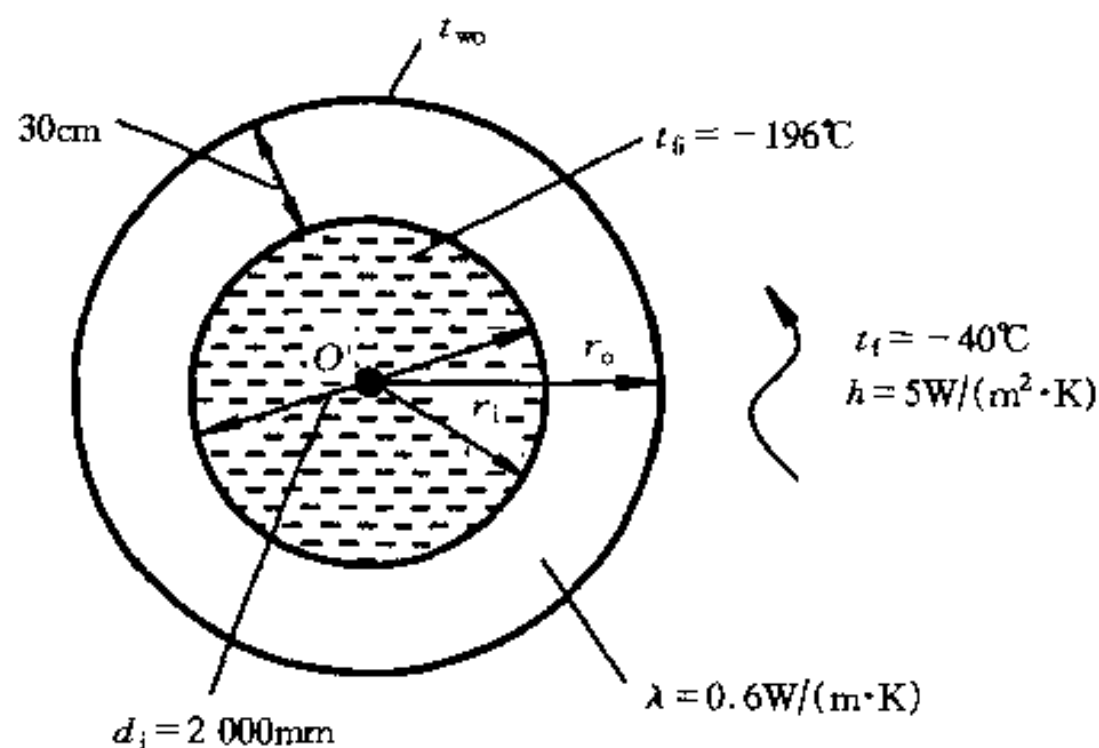


图 2-25 例 2-16 示意图

解 由题意,如图 2-25 所示。通过球罐的热流量

$$\Phi = \frac{t_{w0} - t_{wi}}{\frac{1}{4\pi\lambda} \left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_o} \right)} = \frac{t_f - t_{w0}}{\frac{1}{4\pi r_o^2 h}}$$

即:

$$\Phi = \frac{t_f - t_{wi}}{\frac{1}{4\pi\lambda} \left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_o} \right) + \frac{1}{4\pi r_o^2 h}} = \frac{4\pi \times (40 + 196)}{0.6 \times \left(\frac{1}{1} - \frac{1}{1.3} \right) + \frac{1}{1.3^2 \times 5}} = 5896 \text{ W}$$

所以

$$t_{w0} = t_f - \frac{\Phi}{4\pi r_o^2 h} = 40 - \frac{5896}{4\pi \times 1.3^2 \times 5} = -15.53 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

因此,该球罐外表面已结霜。

例 2-17 一厚度为 10 cm 的无限大平壁,导热系数为 $15\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。平壁两侧置于温度为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$,表面传热系数为 $50\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的流体中,平壁内有均匀的内热源 $\Phi = 4 \times 10^4\text{ W}/\text{m}^3$ 。试确定平壁内的最高温度及平壁表面温度。

解 由于问题对称,可取一半做研究对象。如图 2-26,显然平壁内最高温度位于中心截面($x=0$ 处),由教材式(2-43),可得:

$$t = \frac{\Phi}{2\lambda}(\delta^2 - x^2) + \frac{\Phi\delta}{h} + t_f$$

当 $x=0$:

$$\begin{aligned} t_{\max} &= \frac{\Phi\delta^2}{2\lambda} + \frac{\Phi\delta}{h} + t_f = \Phi\delta \left(\frac{\delta}{2\lambda} + \frac{1}{h} \right) + t_f \\ &= 4 \times 10^4 \times 0.05 \times \left(\frac{0.05}{2 \times 15} + \frac{1}{50} \right) + 20 \\ &= 63.33 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

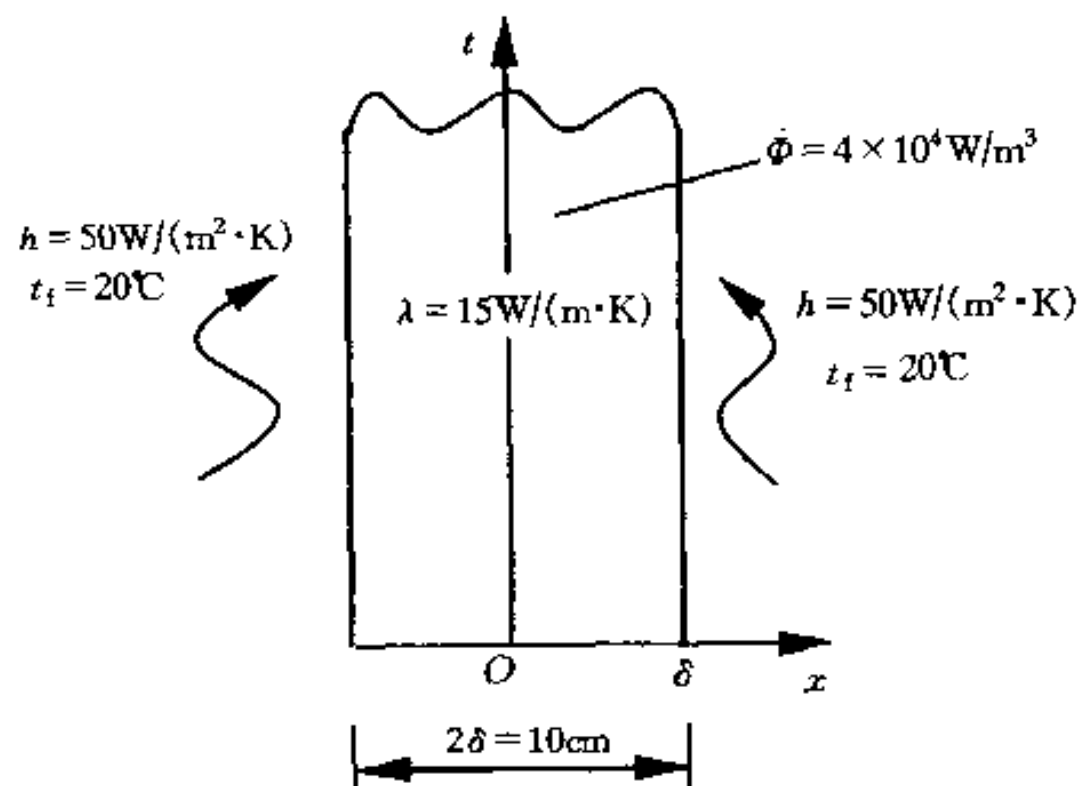


图 2-26 例 2-17 示意图

$x = \delta$:

$$t_w = \frac{\phi \delta}{h} + t_f = 4 \times 10^4 \times 0.05 / 50 + 20 = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

例 2-18 如图 2-27 所示的墙壁,其导热系数为 $50 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,厚度为 50 mm ,在稳态情况下的墙壁内一维温度分布为:

$$t = 200 - 2000x^2$$

式中 t 的单位为 $^\circ\text{C}$, x 的单位为 m 。试求:

- (1) 墙壁两侧表面的热流密度;
- (2) 壁内单位体积的内热源生成热。

解 (1) 由傅里叶定律:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} = -\lambda(-4000x) = 4000\lambda x$$

所以墙壁两侧表面的热流密度:

$$q \Big|_{x=0} = -\lambda \frac{dt}{dx} \Big|_{x=0} = 0$$

$$q \Big|_{x=\delta} = 4000\lambda x \Big|_{x=\delta} = 4000 \times 50 \times (0.05) = 10 \text{ kW}/\text{m}^2$$

(2) 由导热微分方程:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} + \frac{\phi}{\lambda} = 0$$

得:

$$\phi = -\lambda \frac{d^2 t}{dx^2} = -\lambda(-4000) = 4000\lambda = 4000 \times 50 = 2 \times 10^5 \text{ W}/\text{m}^3$$

讨论: 由能量守恒,设沿热量传播方向的面积为 A ,则

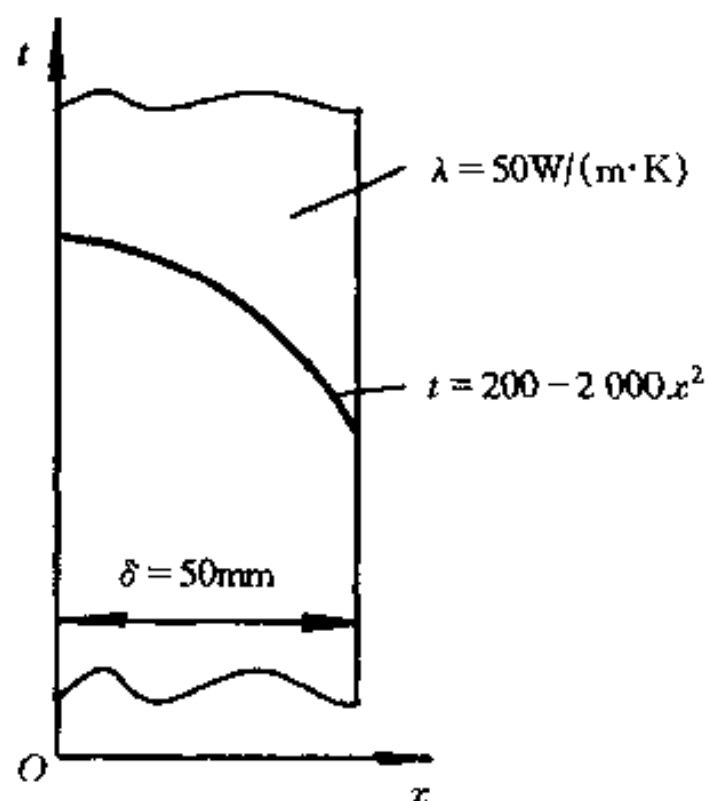


图 2-27 例 2-18 示意图

$$\Phi A \delta = q \Big|_{x=\delta} A - q \Big|_{x=0} A$$

即:

$$\Phi \delta = q \Big|_{x=\delta} - q \Big|_{x=0}$$

将上述数值代入,得 $\Phi = 2 \times 10^5 \text{ W/m}^3$ 。这表明,用两种方法求得的 Φ 值相同。

例 2-19 如图 2-28 所示的长为 30 cm,直径为 12.5 mm 的铜杆,导热系数为 $386 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$,两端分别紧固地连接在温度为 200°C 的墙壁上。温度为 38°C 的空气横向掠过铜杆,表面传热系数为 $17 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ 。求杆散失给空气的热量是多少?

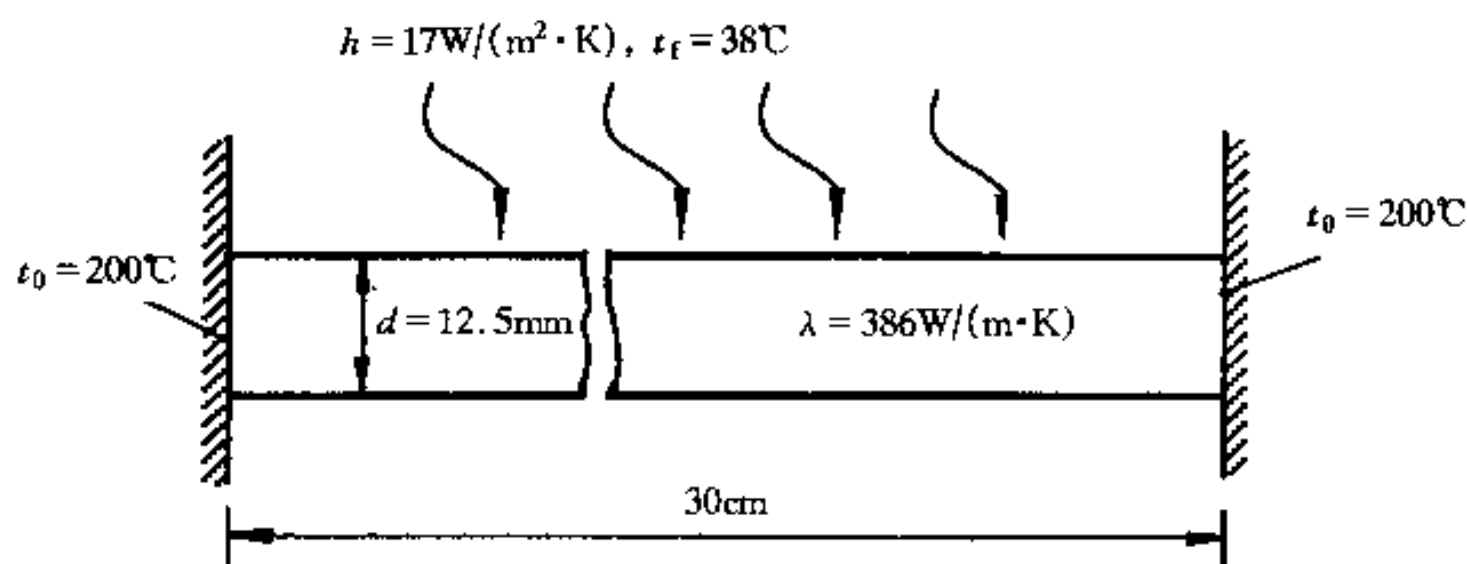


图 2-28 例 2-19 示意图

解 这是长为 15 cm 的等截面直肋的一维导热问题。由于物理问题对称,可取杆长的一半作研究对象。由教材中式(2-38),一半热量

$$\Phi_{\frac{1}{2}} = \frac{hP}{m} \theta_0 \text{th}(mH)$$

其中

$$h = 17 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}, P = \pi d = \pi \times 12.5 \times 10^{-3} = 0.0393 \text{ m}$$

$$m = \sqrt{\frac{hP}{\lambda A_c}} = \sqrt{\frac{17 \times 0.0393}{386 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0125^2}} = 3.754, H = 0.15 \text{ m}$$

$$\theta_0 = t_0 - t_f = 200 - 38 = 162 \text{ }^\circ\text{C}$$

所以

$$\Phi_{\frac{1}{2}} = \frac{17 \times 0.0393}{3.754} \times 162 \times \text{th}(3.754 \times 0.15) = 14.71 \text{ W}$$

故整个杆的散热量

$$\Phi = 2\Phi_{\frac{1}{2}} = 2 \times 14.71 = 29.42 \text{ W}$$

讨论:虽然本题给定了表面传热系数及空气温度,但由于杆表面温度未知,无法从牛顿冷却公式直接求出热量。

例 2-20 焊工利用直径为 3 mm,长为 0.4 m,导热系数为 $40 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 的焊条进行焊接,焊缝表面温度为 800°C 。焊条周围空气温度为 25°C ,表面传热系数为 $4 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ 。假定人手能承受的温度为 60°C 。问人手至少应握在何处?

解 假设手握焊条一端绝热,焊条可近似作一维等截面直肋的导热问题,设手握焊条处与焊接点之间的距离为 x ,其温度分布如教材中式(2-36)所示,即

$$\theta = \theta_0 \frac{\text{ch}[m(H-x)]}{\text{ch}(mH)}$$

其中:

$$H = 0.4 \text{ m}, \theta_0 = t_0 - t_\infty = 800 - 25 = 775 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$m = \sqrt{\frac{hP}{\lambda A_c}} = \sqrt{\frac{h\pi d}{\lambda \frac{\pi}{4} d^2}} = \sqrt{\frac{4h}{\lambda d}} = \sqrt{\frac{4 \times 4}{40 \times 0.003}} = 11.547$$

$$\theta = 60 - 25 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

所以

$$\frac{35}{775} = \frac{\text{ch}[11.547(0.4 - x)]}{\text{ch}(11.547 \times 0.4)}$$

解得

$$x = 0.273 \text{ m}$$

例 2-21 在外径为 25 mm 的管子上装有厚度 $\delta = 0.8 \text{ mm}$ 的等厚度铝制环肋, 相邻肋片中心线距离 $s = 9.5 \text{ mm}$, 环肋高 $H = 12.5 \text{ mm}$, 管壁温度 $t_0 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$, 温度为 $t_f = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ 的流体与管基和肋片间的表面传热系数为 $110 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。试确定每米长肋片管(包括肋片及基管部分)的散热量, 并与相同情况下的光管进行对比。取铝的导热系数 $\lambda = 238 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

解 由于是环肋, 所以求热量时先得求肋效率(查图)。依题意, 按教材中图 2-15,

$$H' = H + \frac{\delta}{2} = 12.5 + \frac{0.8}{2} = 12.9 \text{ mm}$$

$$r'_2 = r_2 + \frac{\delta}{2} = 12.5 + 12.5 + \frac{0.8}{2} = 25.4 \text{ mm}, r = 12.5 \text{ mm}$$

$$A_L = H'\delta = 12.9 \times 10^{-3} \times 0.8 \times 10^{-3} = 1.032 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$r'_2/r_1 = \frac{25.4}{12.5} \approx 2$$

$$(H')^{3/2} [h/(\lambda A_L)]^{1/2} = (12.9 \times 10^{-3})^{3/2} [110/(238 \times 1.032 \times 10^{-5})]^{1/2} = 0.31$$

查教材图 2-15 得, $\eta_f \approx 0.9$ 。

每米管长所包含的肋片数 $N = \frac{1000}{9.5} \approx 105$ 。

每一肋片散热量:

$$\begin{aligned} \Phi_f &= 2\pi(r_2^2 - r_1^2)h(t_0 - t_f)\eta_f \\ &= 2\pi \times (0.0254^2 - 0.0125^2) \times 110 \times (200 - 90) \times 0.9 = 33.45 \text{ W} \end{aligned}$$

管基部分散热量:

$$\begin{aligned} \Phi_b &= \pi d(1 - N\delta)h(t_0 - t_f) = \pi \times 0.025 \times (1 - 105 \times 0.0008) \times 110 \times (200 - 90) \\ &= 870.5 \text{ W/m} \end{aligned}$$

故总散热量:

$$\Phi_{\text{总}} = N\Phi_f + \Phi_b = 105 \times 33.45 + 870.5 = 4383 \text{ W/m}$$

面其他条件相同时, 每米长光管的散热量:

$$\Phi_{\text{光}} = \pi dh(t_0 - t_f) = \pi \times 0.025 \times 110 \times (200 - 90) = 950.3 \text{ W/m}$$

二者之比:

$$\Phi_{\text{总}}/\Phi_{\text{光}} = 4.6$$

显然, 加肋之后, 大大强化了换热。

例 2-22 假定人对冷热的感觉以皮肤表面的热损失作为衡量依据。设人体脂肪层的厚度为 3 mm, 其内表面温度为 $36 \text{ }^\circ\text{C}$ 且保持不变, 在冬季的某一天, 气温为 $-15 \text{ }^\circ\text{C}$, 无风条件下, 将裸露的皮肤外表面与空气的表面传热系数为 $25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 有风时, 表面传热系数为

65 W/(m²·K), 人体脂肪层的导热系数为 0.2 W/(m·K)。试确定:

(1) 要使无风天的感觉与有风天气温 -15℃ 时的感觉一样, 则无风天气温是多少?

(2) 在同样是 -15℃ 的气温下, 无风和刮风天, 人皮肤单位面积上的热损失之比是多少?

解 (1) 刮风天 -15℃ 气温时单位面积的散热量, 如图 2-29 所示。

$$q = \frac{t_w - t_{\infty, \text{有风}}}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_{\text{有风}}}}$$

由题意:

$$\frac{t_w - t_{\infty, \text{有风}}}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_{\text{有风}}}} = \frac{t_w - t_{\infty, \text{无风}}}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_{\text{无风}}}}$$

$$\text{所以 } t_{\infty, \text{无风}} = t_w - \frac{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_{\text{无风}}}}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_{\text{有风}}}} (t_w - t_{\infty, \text{有风}})$$

$$= 36 - \frac{\frac{3 \times 10^{-3}}{0.2} + \frac{1}{25}}{\frac{3 \times 10^{-3}}{0.2} + \frac{1}{65}} [36 - (-15)]$$

$$= -56.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(2) 由题意, 温差相同, 故

$$\frac{q_{\text{无风}}}{q_{\text{有风}}} = \frac{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_{\text{有风}}}}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_{\text{无风}}}} = \frac{\frac{3 \times 10^{-3}}{0.2} + \frac{1}{65}}{\frac{3 \times 10^{-3}}{0.2} + \frac{1}{25}} = 0.552$$

例 2-23 由相同材料的细杆组成的十字形结构, 如图 2-30 所示。Ax, Bx, Cx, Dx 的长度分别为

15 mm, 10 mm, 10 mm, 12 mm, Ax, Bx 和 Cx 的横截面积分别为 2 mm², 2.5 mm², 3 mm²。杆的侧面绝热。稳态时 A, B, C, D 各点的温度分别为 60℃, 50℃, 40℃ 和 30℃, x 点的温度为 42℃, 试求 Dx 的截面积。

解 本题利用热平衡方法求解, 稳态时, 对 x 点来说, 所有进、出的热量代数和应为零, 由傅里叶定律:

$$\lambda A_{c, Ax} \frac{t_A - t_x}{l_{Ax}} + \lambda A_{c, Bx} \frac{t_B - t_x}{l_{Bx}} +$$

$$\lambda A_{c, Cx} \frac{t_C - t_x}{l_{Cx}} + \lambda A_{c, Dx} \frac{t_D - t_x}{l_{Dx}} = 0$$

其中 A_c 表示细杆截面积, l 表示长度。

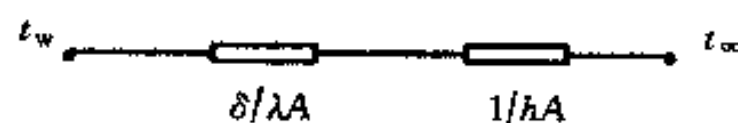
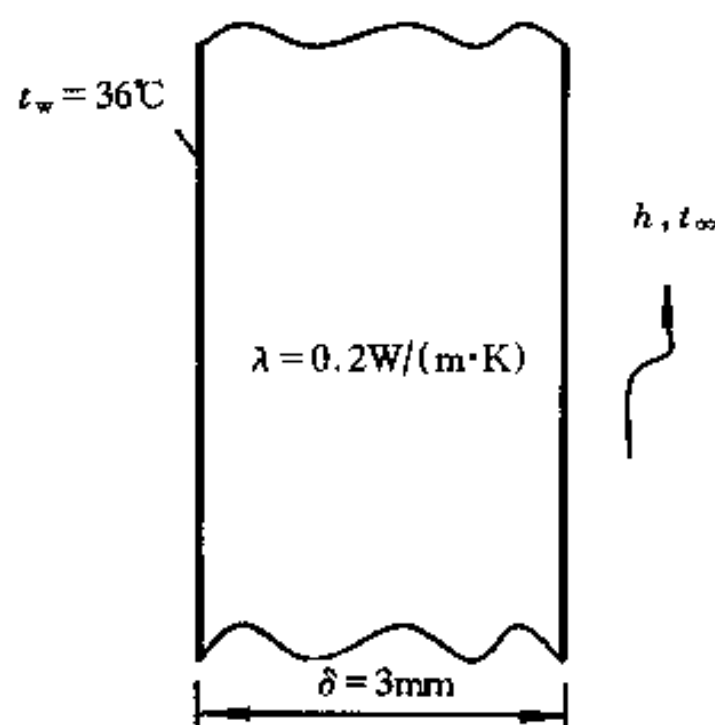


图 2-29 例 2-22 示意图

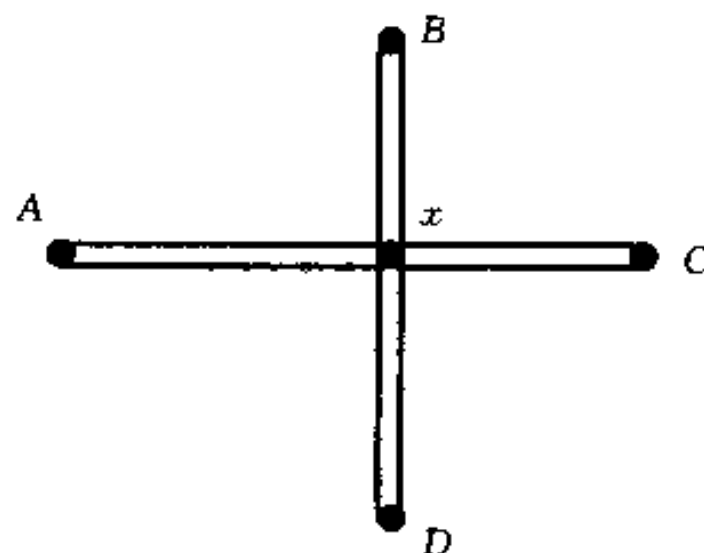


图 2-30 例 2-23 示意图

将 $A_{c,Ar} = 2 \text{ mm}^2$, $A_{c,Bx} = 2.5 \text{ mm}^2$, $A_{c,Cx} = 3 \text{ mm}^2$,
 $t_A = 60 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_B = 50 \text{ }^\circ\text{C}$,
 $t_C = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_D = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_x = 42 \text{ }^\circ\text{C}$,
 $l_{Ar} = 15 \text{ mm}$, $l_{Bx} = 10 \text{ mm}$,
 $l_{Cx} = 10 \text{ mm}$, $l_{Dx} = 12 \text{ mm}$ 。

代入上式,得:

$$A_{c,Dx} = 3.8 \text{ mm}^2$$

例 2-24 外直径为 15 mm 的管道,表面温度为 $150 \text{ }^\circ\text{C}$,外面包有一层厚度为 12.5 mm,导热系数为 $1.8 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 的保温材料,由于安装不当,保温层偏心度 w 为 7.5 mm。如图 2-31 所示,试计算每米长偏心管的散热量,并将其与无偏心的同心圆管相比较。保温层外表面温度为 $30 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

解 本题用形状因子求解。由教材中表 2-1,

$$S = \frac{2\pi l}{\ln \frac{\sqrt{(d_2 + d_1)^2 - 4w^2} + \sqrt{(d_2 - d_1)^2 - 4w^2}}{\sqrt{(d_2 + d_1)^2 - 4w^2} - \sqrt{(d_2 - d_1)^2 - 4w^2}}}$$

$$= \frac{2\pi l}{\ln \frac{\sqrt{(40 + 15)^2 - 4 \times 7.5^2} + \sqrt{(40 - 15)^2 - 4 \times 7.5^2}}{\sqrt{(40 + 15)^2 - 4 \times 7.5^2} - \sqrt{(40 - 15)^2 - 4 \times 7.5^2}}}$$

$$= 7.9 l$$

故每米长偏心管散热量

$$\Phi_l = \frac{\lambda S(t_1 - t_2)}{l} = 1.8 \times 7.9 \times (150 - 30) = 1706 \text{ W/m}$$

对同心圆管,每米长散热量:

$$\Phi'_l = \frac{2\pi\lambda(t_1 - t_2)}{\ln(\frac{d_2}{d_1})} = \frac{2\pi \times 1.8 \times (150 - 30)}{\ln(\frac{40}{15})} = 1384 \text{ W/m}$$

二者之比:

$$\frac{\Phi}{\Phi'_l} = \frac{1706}{1384} = 1.23$$

这说明,偏心绝缘层不利于保温。

2.4 自我测验题

1. 有人认为,傅里叶定律并不显含时间,因此不能用于计算非稳态导热的热量。你认为对吗?
2. 影响导热系数的因素主要有哪些? 试举例说明。
3. 导热系数 λ 和热扩散率 a 有何区别?

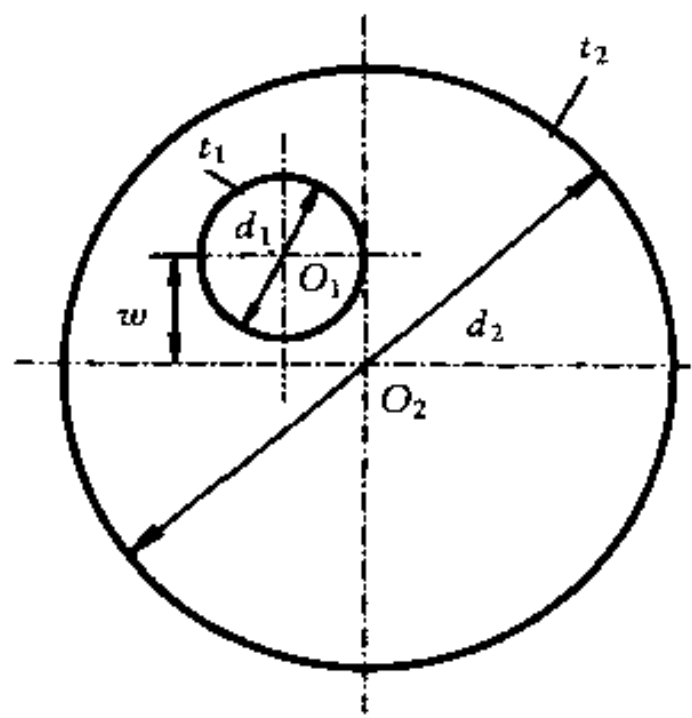


图 2-31 例 2-24 示意图

4. 导热微分方程是否适用于流动的流体? 为什么?
5. 推导导热微分方程时, 主要依据的是什么定律?
6. 试用热平衡方法导出一维、无内热源、常物性、稳态等截面直肋片的导热微分方程。
7. 二维无内热源、稳态导热微分方程如下(直角坐标系)

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0$$

式中并无导热系数 λ 。有人因此说导热物体内温度分布与导热系数无关, 你认为对吗? 为什么?

8. 一维无限大平壁的导热问题, 两侧给定的均为第 2 类边界条件, 你能否求出其温度分布? 为什么?

9. 分析求解二维、稳态导热问题时, 应该有几个独立的边界条件才能获得问题的解?

10. 对任意形状的导热物体, 处于对流边界条件下, 流体温度为 t_f , 表面传热系数为 h , 有人说, 无论对该导热体被加热还是被冷却的情形, 第三类边界条件表达式均可表示成:

$-\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_w = h(t_w - t_f)$, 其中 n 为表面的外法线方向, t_w 为表面温度。请判断这一说法的正确性。

11. 试将三类边界条件表示成统一的表达式。什么时候第三类边界条件可以转化为第一类?

12. 等温线有何特点, 能相交吗? 物体中温度分布(等温线)与绝热边界有何关系?

13. 如果圆筒壁外表面温度 t_2 比内表面温度 t_1 高, 请定性绘制出壁内的温度分布曲线。假定没有内热源, 且物性为常数。

14. 串联热阻可以叠加的条件是什么?

15. 冬天, 房顶上结霜的房屋保暖性能好还是不结霜的好?

16. 从热阻角度分析, 要增加肋片散热量, 是采用导热系数大的材料还是小的材料做肋片?

17. 两根直径不同的蒸汽管道, 外表面敷设厚度相同, 材料相同的绝热层。若管子外表面和绝热层外表面温度相同, 试问两根管子每米长的热损失是否相同?

18. 从传热学的角度进行分析, 热电厂的冷却用水为什么要采用经过软化的水?

19. 如图 2-32 所示, 圆台上、下表面积分别为 A_1, A_2 , 温度分别为 t_1, t_2 , 侧面绝热, 设温度仅沿 x 方向发生变化。材料导热系数与温度的变化关系 $\lambda = \lambda_0 + at (a > 0)$, 已知 $t_1 > t_2, A_2 > A_1$ 。试确定 $\left| \frac{dt}{dx} \right|$ 是随 x 增加还是减小?

20. 用铜-康铜热电偶测量某物体的壁面温度, 为使测量更加准确, 试说明在敷设热电偶时应注意什么问题?

21. 几何尺寸完全相同的两等截面直肋片, 材料相同, 置于不同强度对流环境中。若流体温度相同(均为 t_∞), 沿肋片高度 x 方向的温度分布如图 2-33 所示。试判断两种流体中哪一种的对流换热表面传热系数高? 哪种肋片的肋效率高?

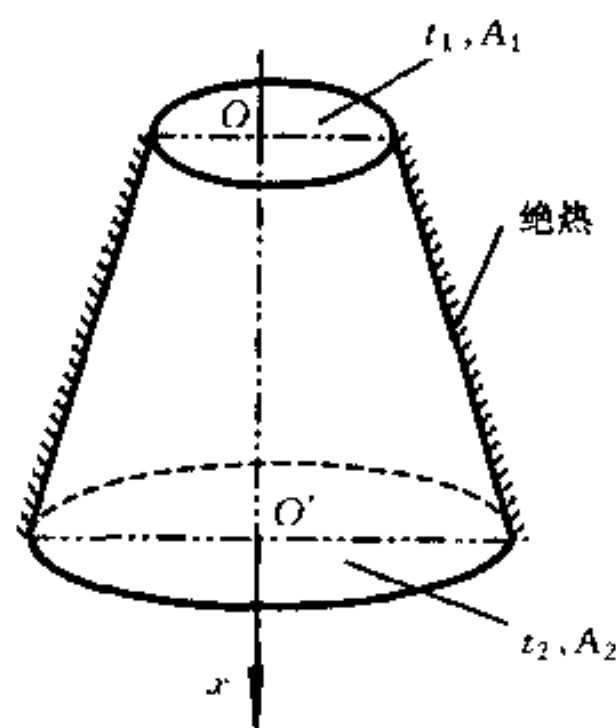


图 2-32 题 19 附图

22. 采用套管式温度计测量流体温度为什么会产生测温误差? 如何减小测温误差?

23. 用套管式温度计测量低于环境温度的流体温度时, 测量值比实际值偏高还是偏低? 为什么?

24. 在壁面上敷设肋片在什么情况下主要是为了增强传热? 在什么情况下是为了降低壁温? 试简述理由。

25. 有人认为, 因为肋片越高, 肋片的肋效率越高, 因而敷设肋片可以增大散热量。你认为对吗?

26. 从充分利用金属的角度, 试比较下列两种情况的散热效果:

(1) 一根长肋片;

(2) 长度为长肋一半且截面尺寸与长肋相同的两根短肋。

27. 为测量管道内流体的温度, 可采用温度计套管。实用上常常布置成如图 2-34 所示的斜插形式, 试从传热学角度解释其合理性。

28. 由于工艺需要, 某厂想了解高压容器内壁的温度, 但无法在内表面上安装热电偶。因而工程师们在离容器外壁厚 δ 的 $\frac{1}{3}$ 处安装了测温点 2, 如图 2-35 所示, 同时测出了容器外表面的温度 t_1 。设高压容器的内直径 $d \gg \delta$ 。试确定稳定运行时容器内壁面温度 t_3 。

29. 冬天某湖面上结了一层厚度为 200 mm 的冰, 其上、下表面温度分别为 $-15\text{ }^\circ\text{C}$ 和 $0\text{ }^\circ\text{C}$, 冰的导热系数为 $2\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 试求通过冰层的热流密度。如果冰上覆盖了一层厚为 100 mm 的雪, 雪的导热系数为 $0.4\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 此时雪的上表面温度为 $-20\text{ }^\circ\text{C}$ 。试确定此时的热流密度。

30. 一块空心砖由炉渣混凝土做成, 其尺寸如图 2-36 所示。砖块上、下表面的温度分别为 $100\text{ }^\circ\text{C}$ 和 $20\text{ }^\circ\text{C}$, 假设温度只沿垂直壁面方向变化(即沿图中 x 方向)。炉渣混凝土的导热系数 $\lambda_1 = 0.79\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 空心部分的当量导热系数为 $\lambda_2 = 0.29\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。试计算通过空心砖的导热量。

31. 某热力管道采用两种不同材料的组合保温层, 两层厚度相等, 第二层的算术平均直径两倍于第一层的算术平均直径, 而第二层的导热系数值仅为第一层材料的一半。如果把两层材料互换, 其他情况保持不变, 问每米长管道热损失改变了多少? 是增加还是减少?

32. 某蒸汽管道内表面温度为 $150\text{ }^\circ\text{C}$, 其内、外直径分别为 86 mm 和 100 mm, 其外包有一层玻璃棉保温层。要求保温层外表面温度不得超过 $40\text{ }^\circ\text{C}$, 且每米长管道热损失不允许超过

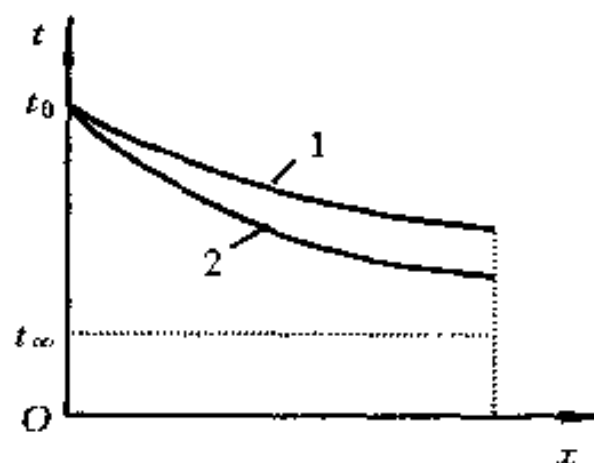


图 2-33 题 21 附图

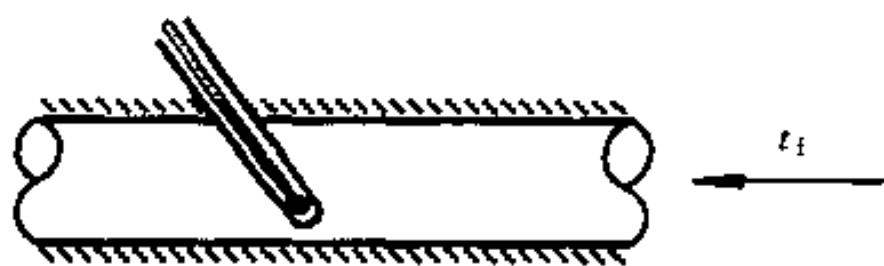


图 2-34 题 27 附图

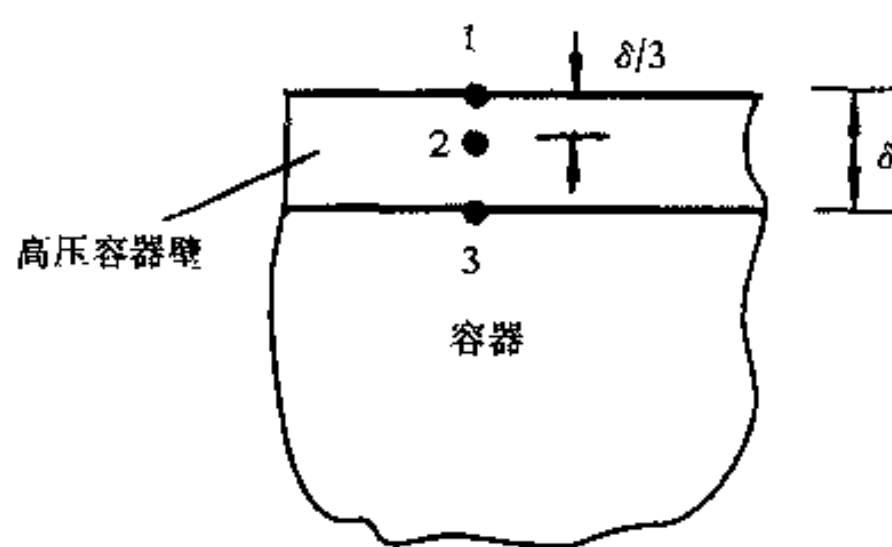


图 2-35 题 28 附图

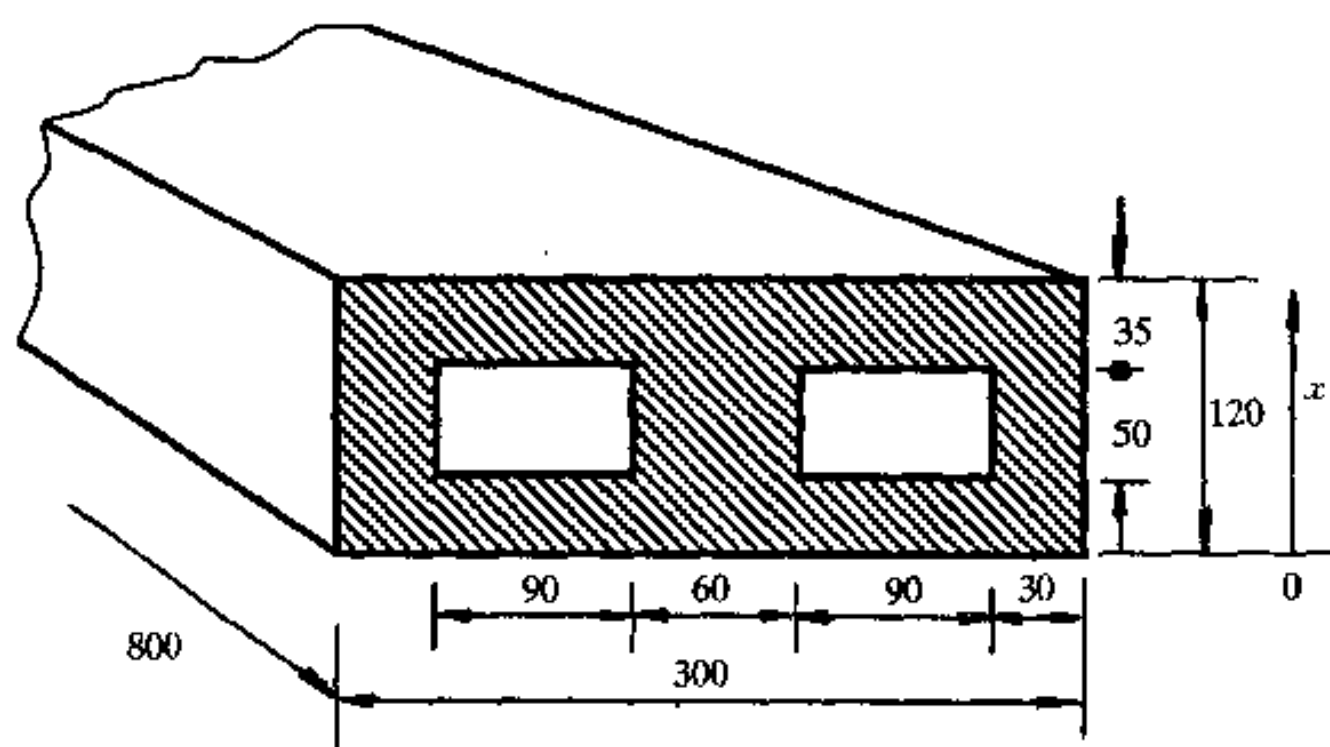


图 2-36 题 30 附图(单位:mm)

50 W/m, 试确定保温层厚度。已知玻璃棉和保温管道材料导热系数分别为 $0.043 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 和 $39.2 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

33. 一外径为 16 mm, 内径为 12 mm, 管壁导热系数为 $17 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 的不锈钢导体外表面绝热, 内表面被冷却介质冷却, 使内表面温度 $t_{w1} = 38 \text{ }^\circ\text{C}$ 保持恒定。电流通过管壁时产生均匀的内热源, 管壁电阻为 $2.74 \times 10^{-2} \Omega/\text{m}$ 。若要求导热体内任一位置的温度都不超过 $50 \text{ }^\circ\text{C}$, 试确定最大允许通过的电流。(假定该管壁近似可按平壁处理)

34. 一厚度为 10 cm 的无限大平壁, 内有 $\phi = 3 \times 10^4 \text{ W}/\text{m}^3$ 的均匀内热源, 一侧绝热, 另一侧与温度为 $t_f = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, 表面传热系数 $h = 50 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的流体相接触, 平壁材料的导热系数为 $3 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。试确定稳态时壁内的最高温度。

35. 厚度为 1.2 m 的平壁, 两表面温度分别维持在 $t_1 = 217 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_2 = 67 \text{ }^\circ\text{C}$ 。壁内无内热源, 导热系数 $\lambda = 1.3(1 + 0.00406t)$ 。现要将排水管安装于壁内温度为 $127 \text{ }^\circ\text{C}$ 的地方, 试问排水管应安装在离热表面多远的地方?

36. 为测量某种材料的导热系数随温度的变化规律, 取厚度为 50 mm 的无限大平壁试样, 稳态时测得: 材料两侧的温度分别为 $100 \text{ }^\circ\text{C}$ 和 $20 \text{ }^\circ\text{C}$, 中心面的温度为 $50 \text{ }^\circ\text{C}$, 热流密度为 $500 \text{ W}/\text{m}^2$, 试确定该材料导热系数随温度的关系 $\lambda = \lambda_0(1 + bt)$ 中的常数 λ_0 和 b 。

37. 为测定某金属的导热系数, 做了如下实验。取直径为 20 mm 的金属长棒, 一端放入炉中加热, 另一端伸到 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 的空气中, 空气与棒之间的表面传热系数为 $12 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。达到热稳态后, 在相距 100 mm 的两截面上测得温度分别为 $t_1 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ 。试确定该金属的导热系数。

38. 一根外直径为 25 mm, 外表面温度为 $107 \text{ }^\circ\text{C}$ 的管子上, 沿轴向均布置 12 根纵肋, 肋厚为 2.5 mm, 肋高 19 mm, 肋片导热系数为 $111 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 空气温度为 $27 \text{ }^\circ\text{C}$, 表面传热系数为 $10 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。试求加肋后该管的换热量与未加肋时换热量之比。

39. 为测定管道内蒸汽的温度, 在管道壁安装了套管温度计, 套管长度为 70 mm, 套管壁厚 2 mm, 套管材料导热系数为 $46.5 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 蒸汽管道壁温为 $50 \text{ }^\circ\text{C}$, 蒸汽与套管间的对流传热表面传热系数为 $116 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。若温度计指示温度为 $155 \text{ }^\circ\text{C}$, 试确定蒸汽的真实温度。

40. 利用对比法求材料导热系数。将直径相同的 A, B 两种材料做成的细长杆置于同一流体中, 流体温度为 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。将两杆安装于温度为 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 同一表面上。同时测得离开该表面相同距离的两杆上的温度分别为 $t_A = 75\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_B = 65\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。已知材料 A 的导热系数为 $200\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 求材料 B 的导热系数。

41. 准备为液冷式火箭发动机选喷管材料。喷管内燃气温度为 $2750\text{ }^{\circ}\text{C}$, 壁面外表面温度保持 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。已知燃气侧的表面传热系数为 $2 \times 10^4\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 喷管半径远大于壁厚。铜的最高耐温为 $540\text{ }^{\circ}\text{C}$, 不锈钢最高耐温 $980\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。试问两种材料的最大允许厚度分别是多少? 从减轻重量的角度考虑, 应选用哪种材料? 铜和不锈钢的密度分别是 $8930\text{ kg}/\text{m}^3$ 和 $8400\text{ kg}/\text{m}^3$, 二者导热系数分别是 $398\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 和 $24.6\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

42. 一烟道内截面为 $500\text{ mm} \times 500\text{ mm}$, 内表面温度为 $300\text{ }^{\circ}\text{C}$, 外表面温度为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, 烟道壁由厚度为 150 mm 的耐火砖砌成, 其导热系数为 $1.05\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。试求每米长烟道的热损失。

43. 外径为 60 mm , 表面温度为 $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的蒸汽管道, 外绝缘层为边长为 100 mm 的正方形截面, 绝热材料导热系数为 $0.1\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。绝热层外表面温度为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。试计算每米长管道的热损失。若用同样多的材料做成圆形截面, 热损失又是多少?

第3章 非稳态导热

通过本章的学习,读者应熟练掌握非稳态导热的基本特点,集总参数法的基本原理及其应用,一维非稳态导热问题的分析解及海斯勒图的特点及使用方法,多维非稳态导热问题的乘积解及其适用条件,以及半无限大物体非稳态导热的基本特点等。读者应能分析简化实际物理问题并建立其数学描写,然后求解得出其瞬时温度分布并计算在一段时间间隔内物体所传递的导热量。

3.1 基本知识点

3.1.1 非稳态导热的基本概念

1. 非稳态导热的基本特点

(1) 在导热微分方程式中 $\frac{\partial t}{\partial \tau}$ 不等于零,这意味着任何非稳态导热过程必然伴随着加热或冷却的过程。

(2) 在垂直于热量传递方向上,每一截面上热流量不相等。以平壁非稳态导热为例,参见教材图3-2,从平板左侧导进的热量与从平板右侧导出的热量二者不相等。

(3) 非稳态导热可以分为周期性和非周期性两种类型。对非周期性非稳态导热,又存在受初始条件影响的非正规状况阶段和初始条件影响消失而仅受边界条件和物性影响的正规状况阶段。

(4) 当 λ 为常数时,直角坐标系下的控制方程为:

$$\rho c \frac{\partial t}{\partial \tau} = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \Phi \quad (3-1)$$

求解非稳态导热问题的实质便是在给定的边界条件和初始条件下获得导热体的瞬时温度分布和在一定时间间隔内所传导的热量。

2. 热扩散率 a

a 的定义式为 $a = \frac{\lambda}{\rho c}$,其单位为 m^2/s ;它是物性参数,表征物体传递温度变化的能力,亦称导温系数。热扩散率取决于 λ 和 ρc 的综合影响,所以尽管在 20°C 时,水的导热系数约为空气的23倍,但 $(\rho c)_{\text{空气}} = 1211 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$,远小于水的 (ρc) (约为 $4.2 \times 10^6 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$)。因此,在不考虑对流时,在非稳态导热状态下,同样厚度的水层和空气层要达到相同的温度场,空气层要比水层约快160倍。

一般情况下,稳态导热的温度分布取决于物体的导热系数 λ ,但非稳态导热的温度分布则不仅取决于导热系数 λ ,还取决于热扩散率 a 。

3. 非稳态导热的三种情形:

图 3-1 示出了三种情形下的非稳态导热问题。图中无限大平板与温度为 t_∞ 的流体处于第三类边界条件下。图 3-1(a) 表示物体内部导热热阻 $\frac{\delta}{\lambda}$ 远小于外部的对流热阻 $\frac{1}{h}$, 即 $Bi = \frac{h\delta}{\lambda} \rightarrow 0$ 。此时在任一时刻物体内部温度分布都是均匀的, 即温度分布与几何位置无关, 仅为时间的函数, 即 $t = f(\tau)$ 。这就是第 3.1.2 节要介绍的集总参数法。

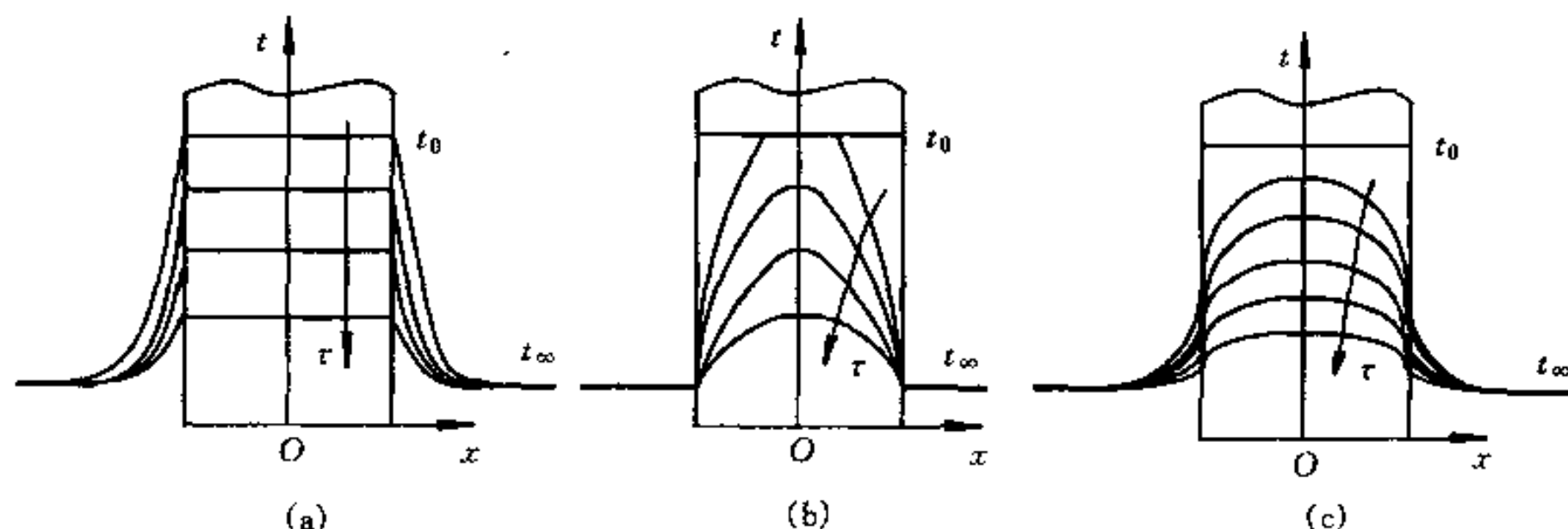


图 3-1 一维非稳态导热的三种情形

$$(a) \frac{\delta}{\lambda} \ll \frac{1}{h} (Bi \rightarrow 0); \quad (b) \frac{\delta}{\lambda} \gg \frac{1}{h} (Bi \rightarrow \infty); \quad (c) \frac{\delta}{\lambda} \sim \frac{1}{h} (Bi \sim O(1))$$

当 $Bi \rightarrow \infty$ 时(图 3-1(b)), 平板外部对流热阻远小于内部导热热阻, 此时相当于第一类边界条件, 即壁面温度等于流体温度。图 3-1(c) 介于图 3-1(a) 和 3-1(b) 之间, 是本章第 3.1.3 节要介绍的内容。实际上, 图 3-1(b) 可以看成图 3-1(c) 的特例。

读者应注意 $Bi = \frac{h\delta}{\lambda}$ 的物理意义, 它表示物体内部导热热阻 $\frac{\delta}{\lambda}$ 与外部对流热阻 $\frac{1}{h}$ 的比值。

3.1.2 集总参数法

1. 方法实质

(1) 集总参数法适用的条件: 由图 3-1(a), 当 $Bi \ll 1$, 即物体内部热阻远小于外部热阻时, 物体在同一时刻均处于同一个温度, 所求的温度仅是时间的函数而与坐标无关。就好像把物体的质量与热容量均集中到一点上一样, 即 $t = f(\tau)$ 。

(2) 引入集总参数法的好处: 正是由于物体温度与空间坐标无关, 因此集总参数法尤其易于处理形状不规则的物体。

2. 方法要点

(1) 方程的导出

教材上是将物体边界上的对流条件折算成体积内热源的, 在这一点上类似于肋片导热。在肋片一维导热中, 我们将垂直于肋片高度方向的对流边界条件处理成内热源(即“计算源项”), 原因是在该方向内部热阻远小于外部热阻。因此, 在导热问题中, 将边界的对流换热(或辐射换热)折算成“计算源项”是有条件的, 即在所研究的方向上导热体内部热阻忽略不计。

集总参数法的导热微分方程也可以利用能量守恒的方法得到, 如图 3-2 所示, 假定某时刻物体温度 $t > t_\infty$, 则有

$$hA(t - t_{\infty}) = -\rho c V \frac{dt}{d\tau} \quad (3-2)$$

上式左边项为导热体沿表面的对流热损失,右边项表示由于热损失导致物体热力学能的减少。引入过剩温度 $\theta = t - t_{\infty}$,则其数学描写如下:

$$\begin{cases} \rho c V \frac{d\theta}{d\tau} = -hA\theta & (3-3a) \\ \theta(0) = t - t_{\infty} = \theta_0 & (3-3b) \end{cases}$$

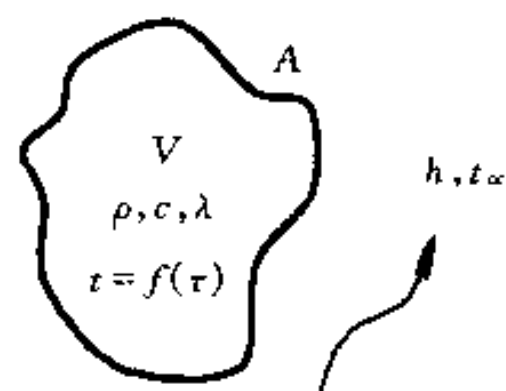


图 3-2 集总参数法分析

(2) 求解结果

① 温度分布:

由式(3-3a),(3-3b)求解得

$$\theta = \theta_0 e^{-\frac{hA}{\rho c V} \tau} = \theta_0 e^{-\frac{h(V/A)(\lambda/\rho c)}{\lambda} \tau} = \theta_0 e^{-Bi_V Fo_V} = f(Bi_V Fo_V) \quad (3-4)$$

其中, $\frac{\rho c V}{hA}$ 为时间常数 τ_c ,当 $\tau = \tau_c$ 时, $\frac{\theta}{\theta_0} = 36.8\%$ 。时间常数常被用来说明导热体温度随流体温度变化快慢的指标,它取决几何参数(V/A)、物性参数(ρc)及换热条件(h)。

② 瞬时热流量 Φ 及非稳态过程传递的总热量 Q_{τ}

瞬时热流量

$$\Phi = -\rho c V \frac{dt}{d\tau} = \theta_0 h A \exp(-\frac{hA}{\rho c V} \tau)$$

从 $\tau = 0 \sim \tau$ 时刻内物体与流体间所交换的总热量为 Q_{τ} 。教材中按 $Q_{\tau} = \int_0^{\tau} \Phi d\tau$ 的方式得到了教材式(3-9),其实 Q_{τ} 还可按如下方式计算:

$$\begin{aligned} Q_{\tau} &= \rho c V (t_0 - t) = \rho c V [t_0 - t_{\infty} - (t - t_{\infty})] \\ &= \rho c V (\theta_0 - \theta) = \theta_0 \rho c V (1 - \frac{\theta}{\theta_0}) \end{aligned} \quad (3-5)$$

此式与教材式(3-9)完全一样。

从上述求解结果可以看出:物体内的温度分布确实只与时间 τ 有关,而与空间坐标无关。并且,温度分布既与导热系数 λ 有关,又与热扩散率 a 有关。实际应用集总参数法时,还应注意此法既适用于物体被加热的情形,又适于物体被冷却的情形。

3. 集总参数法的适用条件

集总参数法要求物体内部热阻忽略不计,即任一时刻物体内部温度相同。而在实际应用时,一般要求物体中各点过剩温度的最大偏差不大于 5%;由下节的讨论可知,此时对应的 Bi 数小于或等于 0.1。因此,集总参数法的适用条件如下:

$$Bi \leq 0.1 \quad (3-6)$$

注意上式中 Bi 数的特征长度对平板取半厚,对长圆柱和球体取半径。读者可以仔细分析,可以发现上式其实与教材(3-10)式是相同的。

还应指出,教材例题 3-3 中采用 Bi_V 的判据时 $Bi_V < 0.05$,但采用 Bi 判据时却 $Bi > 0.1$,这是由于 Bi_V 判据中计及了圆柱体两端的面积。从工程观点来看,此题 $Bi > 0.1$ 仍可采用集总参数法。

读者还应注意 Bi 数和 Fo 数的物理意义。如前所述, Bi 数表示物体内部热阻和外部热阻

之比,而 Fo 数本质上是一无量纲时间,它表示非稳态导热过程进行的深度。

4. 热电偶时间常数

集总参数法告诉我们,过余温度 $\theta = \theta_0 e^{-\frac{hA}{\rho c V} \tau} = \theta_0 e^{-\frac{\tau}{\tau_c}}$ 。当 $\tau = \tau_c$ 时, $\frac{\theta}{\theta_0} = 36.8\%$, 而 $\tau \rightarrow \infty$ 时, $\theta \rightarrow 0$ 即 $t \rightarrow t_\infty$ 。

时间常数 $\tau_c = \frac{\rho c V}{hA}$ 。要减小动态测量的热电偶时间常数,一方面应尽量使材料的 $\rho c V$ (即热容量)减小,另一方面又应减小对流热阻 $\frac{1}{hA}$, 即增大 hA 。但集总参数法又要求 $Bi = \frac{h(V/A)}{\lambda} \rightarrow 0$, 即要求 h 越小越好。上述似乎矛盾的要求对热电偶的换热条件提出了如下要求:尽可能减小体面比 V/A , 同时在满足集总参数法条件下 ($Bi \leq 0.1$) 尽可能强化对流换热 (增大 h)。

3.1.3 一维非稳态导热的分析解

1. 本节的前提

(1) 本节所讨论的是一维、无内热源、常物性的非稳态导热问题。所谓“无限大”的含义,如果平板沿厚度方向四周绝热,圆柱体端部绝热,均可简化成一维问题(参见图 2-5)。

(2) 本节的讨论适用于图 3-1 中(b),(c)两种情形,即物体内部导热热阻不能忽略的情形。其中图 3-1(b)可以看成图 3-1(c)的特例。因此,在本节中,温度是空间坐标(r 或 x)及时间 τ 的函数,即: $t = f(x, \tau)$ 或 $t = f(r, \tau)$ 。

(3) 本节重点讨论无限大平板的一维问题,其结论可以类推到无限长圆柱体和球体的导热。

2. 物理问题及数学描写

以无限大平板为例,讨论厚为 2δ 的平板,处于温度为 t_∞ 、表面传热系数为 h 的对流环境中,初始时刻温度为 t_0 。则描述其温度分布的导热微分方程及定解条件为:

$$\begin{cases} \frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} & (0 < x < \delta, \tau > 0) \end{cases} \quad (3-7a)$$

$$\begin{cases} t|_{\tau=0} = t_0 & (0 \leq x \leq \delta) \end{cases} \quad (3-7b)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial t}{\partial x}|_{x=0} = 0 \end{cases} \quad (3-7c)$$

$$\begin{cases} h(t - t_\infty)|_{x=\delta} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x}|_{x=\delta} \end{cases} \quad (3-7d)$$

可以看出, $t = f(a, \tau, \lambda, \delta, h, x)$, 即温度取决于上述 6 个变量。若引入如下无量纲温度 Θ 、无量纲坐标 X 和无量纲时间 Fo :

$$\Theta = \frac{\theta}{\theta_0} = \frac{t - t_\infty}{t_0 - t_\infty}, \quad X = \frac{x}{\delta}, \quad Fo = \frac{a\tau}{\delta^2}$$

则(3-7)式可以化成:

$$\begin{cases} \frac{\partial \Theta}{\partial F_0} = \frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} & (3-8a) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \Theta|_{F_0=0} = 1 & (3-8b) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \frac{\partial \Theta}{\partial X}|_{X=0} = 0 & (3-8c) \end{cases}$$

$$\begin{cases} -Bi\Theta|_{X=1} = \frac{\partial \Theta}{\partial X}|_{X=1} & (3-8d) \end{cases}$$

由式(3-8),当引入上述无量纲量后,无量纲温度只取决于下述3个无量纲量:

$$\Theta = f(Bi, F_0, X) \quad (3-9)$$

即引入上述参数后,变量个数大大减少。

3. 求解结果:

利用分离变量法,对式(3-7)进行求解的结果为

$$\begin{aligned} \Theta = \frac{\theta}{\theta_0} &= \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2\sin(\beta_n \delta)}{\beta_n \delta + \sin(\beta_n \delta)\cos(\beta_n \delta)} \cos(\beta_n \delta \frac{x}{\delta}) e^{-F_0(\beta_n \delta)^2} \\ &= f(Bi, F_0, \frac{x}{\delta}) \end{aligned} \quad (3-10)$$

式中 β_n 是下列超越方程的根:

$$\tan(\beta_n \delta) = \frac{Bi}{\beta_n \delta} = \frac{Bi}{\mu_n}, \quad n = 1, 2, \dots$$

上述分析求解结果和无量纲化结果表明,引入准则数 Bi, F_0 及无量纲量 Θ 和 X 后,变量个数由原来的7个减少至4个。对本例而言,意味着用图的形式表示解的结果是有可能的,这就是后面要介绍的海斯勒图。

对式(3-10),当 F_0 数大于0.2以后,级数除第一项以后的各项均可忽略不计,此时

$$\frac{\theta(x, \tau)}{\theta_m(\tau)} = \cos(\mu_1 \frac{x}{\delta}) = \cos(\beta_1 \delta \frac{x}{\delta}) = f(Bi, \frac{x}{\delta}) \quad (3-11)$$

这意味着初始条件的影响可以略而不计,其物理意义是初始条件影响消失,只剩边界条件和几何因素的影响。这就是非稳态导热的正规状况阶段(或充分发展阶段)。确认这一点意义非常重大,因为工程实际中常常满足 $F_0 > 0.2$ 的条件,即常处于正规状况阶段。

4. 正规状况阶段非稳态导热的计算方法

(1) 分析解:

当 $F_0 > 0.2$ 可直接利用教材式(3-22), (3-25), (3-26), 计算无限大平板内瞬时温度分布或非稳态导热过程中所传递的热量,即:

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{2\sin(\beta_1 \delta)}{\beta_1 \delta + \sin(\beta_1 \delta)\cos(\beta_1 \delta)} e^{-(\beta_1 \delta)^2 F_0} \cos[(\beta_1 \delta) \frac{x}{\delta}] \quad (3-12a)$$

$$\frac{Q}{Q_0} = 1 - \frac{\bar{\theta}}{\theta_0} \quad (3-12b)$$

$$\frac{\bar{\theta}}{\theta_0} = \frac{2\sin(\beta_1 \delta)}{\beta_1 \delta + \sin(\beta_1 \delta)\cos(\beta_1 \delta)} e^{-(\beta_1 \delta)^2 F_0} \frac{\sin(\beta_1 \delta)}{\beta_1 \delta} \quad (3-12c)$$

式中, $\theta = \bar{\theta}(\tau)$ 是时刻 τ 物体的平均过余温度。

(2) 近似拟合公式

可利用教材式(3-27),(3-28)等近似计算公式计算无限大平板、无限长圆柱、球的非稳态导热,即:

$$\begin{cases} \frac{\theta}{\theta_0} = A \exp(-\mu_1^2 Fo) f(\mu_1 \eta) & (3-13a) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \frac{Q}{Q_0} = 1 - \frac{\bar{\theta}}{\theta_0} & (3-13b) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \bar{\theta} = A \exp(-\mu_1^2 Fo) B & (3-13c) \end{cases}$$

式中各系数 A, B 及 $f(\mu_1 \eta)$ 的表达式详见教材表 3-2。 μ_1, A, B 和 $J_0(x)$ 也可采用近似拟合公式,见教材式(3-29a)~(3-29d)和表 3-3、表 3-4。

(3) 海斯勒线算图

由式(3-10), $\Theta = \frac{\theta}{\theta_0} = f(Bi, Fo, \frac{x}{\delta})$, 考虑到一张图上只能表示三个参数, 所以采用两张

图的形式(以无限大平板为例, 即教材图 3-6, 3-7)。教材图 3-6 中, $\frac{x}{\delta} = 0, \frac{\theta_m}{\theta_0} = f(Fo, Bi)$ 。

教材图 3-7 中, $Fo > 0.2$, 即正规状况阶段, $\frac{\theta}{\theta_m} = \cos(\mu_1 \frac{x}{\delta}) = f(\frac{x}{\delta}, Bi)$ 。

利用海斯勒图仍可计算热量, 如教材图 3-8 所示。

3.1.4 多维非稳态导热的乘积解

1. 乘积解的理论依据及解的形式

教材已通过方程化简的形式, 分别从微分方程及边界条件、初始条件的角度证明了乘积解的存在。满足乘积解的多维非稳态导热问题可以分解为相应的二个或三个一维问题解的乘积形式。以直角坐标系下的三维问题为例, 解的形式为:

$$\theta(x, y, z, \tau) = \theta_x(x, \tau) \cdot \theta_y(y, \tau) \cdot \theta_z(z, \tau) \quad (3-14a)$$

或
$$\Theta(x, y, z, \tau) = \Theta_x(x, \tau) \cdot \Theta_y(y, \tau) \cdot \Theta_z(z, \tau) \quad (3-14b)$$

注意乘积解中温度必须以过余温度 θ 或无量纲过余温度 Θ 的形式出现, 而以温度 t 出现时则不满足乘积解。

2. 乘积解的适用条件

教材所介绍的乘积解是有条件的, 即要求初始温度为常数, 第一类边界条件中边界温度为定值和第三类边界条件中周围流体温度和 h 为定值时的情形。实际求解非稳态导热问题时, 常常要判断温度变化最快或最慢点所在的位置。判断的方法是: 温度变化最慢的点位于物体的体心或形心, 而变化最快的点则位于离体心或形心最远的点。

3.1.5 半无限大物体的非稳态导热

1. 物理问题, 数学描写及解的结果

初始温度均匀, 第一类边界条件下半无限大物体的非稳态导热问题的数学描写如下:

$$\begin{cases} \frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} & (3-15a) \\ \tau = 0: t(x, 0) = t_0 & (3-15b) \\ x = 0: t(0, \tau) = t_w & (3-15c) \\ x \rightarrow \infty: t(x, \tau) = t_0 & (3-15d) \end{cases}$$

解的结果用误差函数表示:

$$\Theta = \frac{\theta}{\theta_0} = \frac{t - t_w}{t_0 - t_w} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\frac{x}{\sqrt{4a\tau}}} e^{-\eta^2} d\eta = \operatorname{erf}\left(\frac{x}{\sqrt{4a\tau}}\right) = \operatorname{erf}(\eta) \quad (3-16)$$

2. 对解的讨论

(1) 由于误差函数 $\operatorname{erf}(\eta)$ 随 η 的增加而增加, 且 $\operatorname{erf}(2) = 0.9953$ 。所以从工程观点来看, 可将 $\eta \geq 2$ 作为是否受扰动的标志。

(2) 由于 $\eta = \frac{x}{\sqrt{4a\tau}}$, 所以对厚为 2δ 的平板,

从几何位置来看: 当 $\delta \geq 4\sqrt{a\tau}$, 则在 τ 时刻以前可将平板看成半无限大物体。

从时间角度来看: $\tau \leq \frac{x^2}{16a}$ 时 x 处的温度仍可认为等于初始温度 t_0 。其中 $\frac{x^2}{16a}$ 称为惰性时间。

(3) 半无限大物体吸热量或放热量的计算

$$q_w = -\lambda \left. \frac{\partial t}{\partial x} \right|_{x=0} = \lambda \frac{t_w - t_0}{\sqrt{\pi a \tau}} \quad (3-17)$$

$$Q = A \int_0^{\tau} q_w d\tau = 2A \sqrt{\frac{\tau}{\pi}} \sqrt{\rho c \lambda} (t_w - t_0) \quad (3-18)$$

其中 q_w 为表面上的热流密度, Q 为 $[0, \tau]$ 时间间隔内通过面积 A 的总热量。 $\sqrt{\rho c \lambda}$ 为吸热系数。

(4) 对有限大小的物体, 半无限大的概念只适用于非稳态导热的初始阶段。因此, 对半无限大物体而言, 不存在前面所讲的正规状况阶段。

3.2 重点与难点

3.2.1 非稳态导热基本概念与特点

1. 热扩散率 a

它表示物体传递温度变化的能力。 $a = \frac{\lambda}{\rho c}$, 其单位为 m^2/s 。注意 a 与 λ 的区别, 二者同为物性参数。同时, 在半无限大物体非稳态导热中引入了吸热系数 $\sqrt{\rho c \lambda}$ 的概念。将一根铁棒一端置于火炉中, 另一端很快会感觉烫手, 这是由于铁棒的热扩散率 a 较大的缘故。而在冬天将手置于温度相同的铁板或木板上时, 铁板感觉更冰凉一些, 则是由于铁板吸热系数较木板大的缘故。

2. 一维非稳态导热的三种情形

按 Bi 数大小的不同, 一维非稳态导热存在着如图 3-1 所示的三种情形。 $Bi \rightarrow 0$ 即集总参数法, $Bi \rightarrow \infty$ 即第一类边界条件。

3. Bi 数和 Fo 数的物理意义

Bi 数表示物体内部导热热阻和外部对流热阻的比值,其表达式为 $Bi = \frac{h\delta}{\lambda}$ 。而 $Fo = \frac{a\tau}{\delta^2}$, 它表示物体的非稳态导热过程进行的深度。

3.2.2 集总参数法

1. 方法的实质

集总参数法是在当导热体内部热阻忽略不计时,即 $Bi \rightarrow 0$ 时研究非稳态导热的一种方法。其实用判别条件是 $Bi < 0.1$ 。这一判别式产生的依据是使整个导热体中温度的不均匀性在 5% 以内(见教材图 3-7)。此时,温度仅为时间的函数,而与空间坐标没有关系。

2. 关于时间常数

在对非稳态流体温度场的测定中,时间常数 $\tau_c = \frac{\rho c V}{hA}$ 是反映测温元件精度很重要的指标之一,它表征导热体温度随流体温度变化的快慢。它不仅取决于几何参数(V/A)和物性参数(ρc),还取决于换热条件(h)。而 h 是过程量,因而在不同换热条件下,时间常数是变化的,不是常数。

3. 几点说明

(1) 导热体外的换热条件可能是对流换热,也可能是辐射换热,还有可能是对流和辐射的耦合。当外部换热条件为辐射换热或复合换热时,读者应熟练掌握如何根据能量守恒建立导热微分方程。

(2) 由 Bi 数的定义,若表面传热系数 h 或特征尺度(如直径 d)是未知时,事先无法知道 Bi 数的大小。因而可以先假设集总参数法的条件成立,待求出 h 或 d 之后,进行校核。这一点是非常重要的。

3.2.3 一维非稳态导热的分析解

1. 关于非稳态导热的正规状况阶段

当 $Fo > 0.2$ 以后,非稳态导热进入正规状况阶段,此时,从数学上表现为解的无穷级数只需取第一项,而从物理上表现为初始条件影响消失,只剩下边界条件和几何因素的影响。只有满足正规状况阶段的非稳态导热问题才能用教材介绍的方法进行求解。如果傅里叶数不满足正规状况条件,则问题解的形式必须采用完整的级数形式,不能仅以该级数的第一项来代替。

为说明无穷级数(教材式(3-19))的意义,可借助如下的实例。设有一个 $Bi = 2$ 的无限大平板,如果用 I_1, I_2, I_3 表示教材式(3-19)中级数的各项,用 Θ 表示无量纲过余温度,即 $\Theta = \frac{\theta}{\theta_0}$, 则

$$\Theta = I_1 + I_2 + I_3 + \dots \quad (3-19)$$

在不同 Fo 数时,将计算结果绘于图 3-3 中。其中细线表示级数的各项 I_n 的值,粗线表示 Θ 。从图中可以看出,当 Fo 数较小时($Fo < 0.2$),级数从第二项以后的各项不能忽略,但当 $Fo > 0.2$ 以后,级数只取第一项 I_1 即可。

2. 对海斯勒图的理解

教材中图 3-6, 3-7 示意性地画于图 3-4(a), (b)中,注意两图的特点:

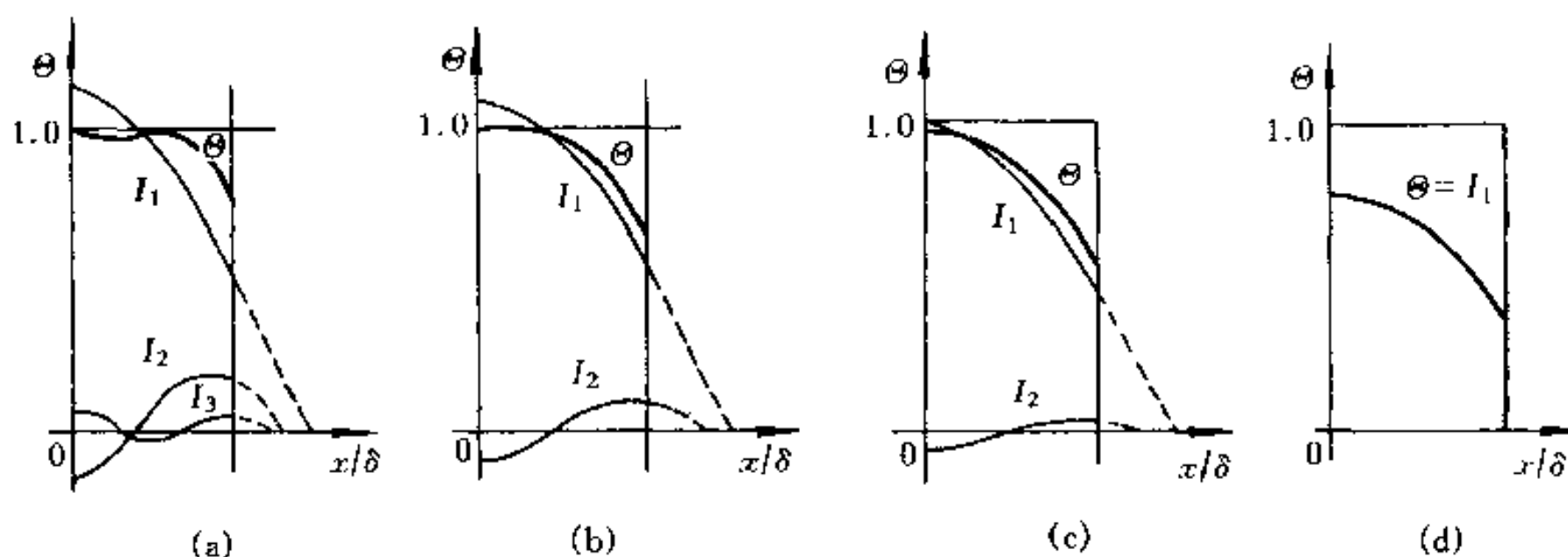


图 3-3 一维无限大平板在第三类边界条件下的温度响应

(a) $Fo = 0.02095$; (b) $Fo = 0.06975$; (c) $Fo = 0.1395$; (d) $Fo = 0.34875$

① 图 3-4(a)中,纵坐标采用的是对数坐标,而横坐标则采用的是直角坐标。由式(3-12a)可知,该图中图线应为直线。而教材图 3-6 中采用折线的原因是横坐标不同区域(0~4, 4~30, 30~150, 150~700)所采用的标尺不同的缘故。采用不同标尺的原因是使图线在 Fo 较小时仍有足够清晰的分辨率。

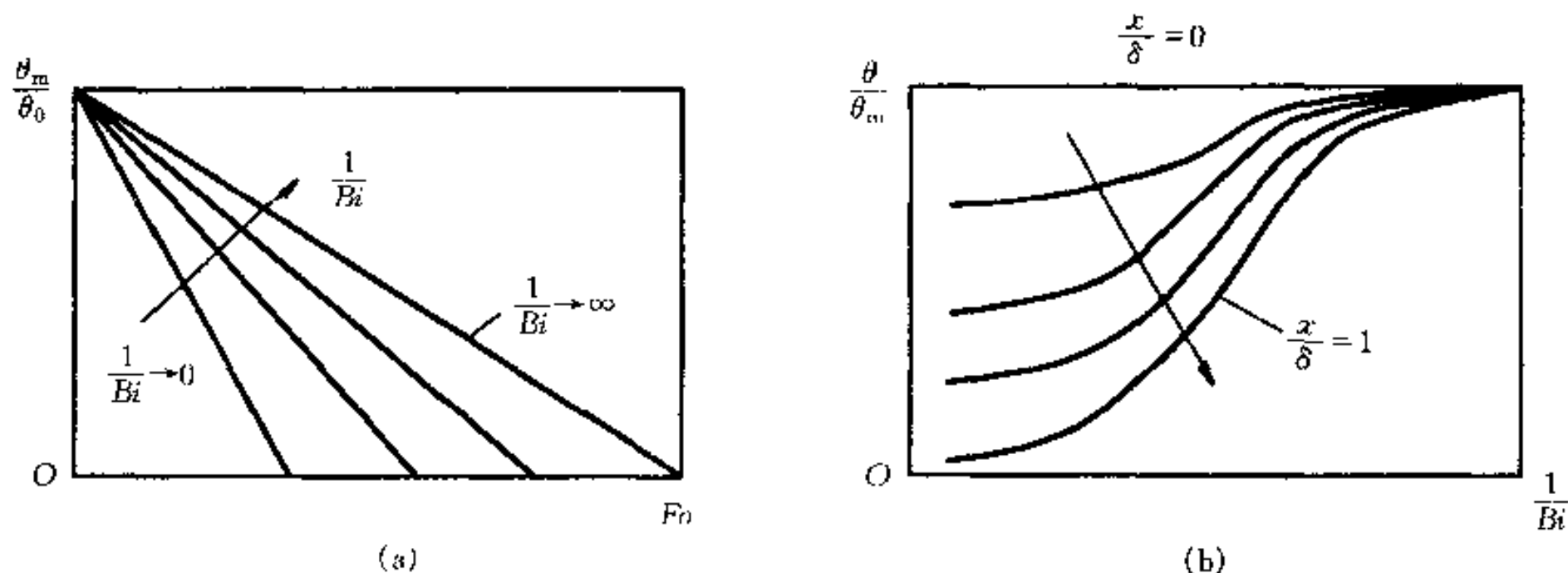


图 3-4 无限大平板海斯勒图

(a) 中心温度的海斯勒图; (b) $\frac{\theta}{\theta_m}$ 曲线

② 注意教材图 3-7(即图 3-4(b))中横坐标采用对数坐标,而纵坐标则用直角坐标。

③ 当 $\frac{1}{Bi} \rightarrow \infty$, 即 $Bi \rightarrow 0$ 时,由图 3-4(b), $\frac{\theta|_{\frac{x}{\delta}=1}}{\theta|_{\frac{x}{\delta}=0}} \rightarrow 1$, 即平板表面温度与中心温度在不同

时刻具有相同值,此即集总参数法的情况。由教材图 3-7,当 $\frac{1}{Bi} \geq 10$, 即 $Bi \leq 0.1$ 时,

$\frac{\theta|_{\frac{x}{\delta}=1}}{\theta|_{\frac{x}{\delta}=0}} > 95\%$, 从工程观点来看,已满足集总参数法的要求,因而集总参数法中取 $Bi \leq 0.1$ 作

为适用条件。

④ 教材图 3-7 中,当 $\frac{1}{Bi} \rightarrow 0$, 即 $Bi \rightarrow \infty$ 时, $\frac{\theta}{\theta_m} \Big|_{x=\delta} \rightarrow 0$, 即 $\theta = t_w - t_\infty \rightarrow 0, t_w \rightarrow t_\infty$, 这就是第一类边界条件。因此,教材图 3-6 中 $\frac{1}{Bi} \rightarrow 0$ 相当于第一类边界条件,它是第三类边界条件的特殊情形。由图 3-4(a),在相同 Fo 数时,板中心截面温度(θ_m)下降的速度(或接近流体温度 t_∞ 的速度),集总参数法($\frac{1}{Bi} \rightarrow \infty$)要比第一类边界条件($\frac{1}{Bi} \rightarrow 0$)慢得多,这是因为在相同的 δ, λ 情形下,集总参数法所要求的表面传热系数 h 要比第一类边界条件小得多的缘故。

⑤ 注意图 3-4(b)适用于所有的 Fo 数,但前提是满足正规状况条件即 $Fo > 0.2$ 。该图说明不同时刻同一位置 $\frac{\theta}{\theta_m}$ 的值是完全一样的。这说明对非稳态导热问题,即使时间无限长,即 $Fo \rightarrow \infty$,平板内的温度分布仍然是不均匀的,此时 $\frac{\theta}{\theta_m} = \frac{\theta/\theta_0}{\theta_m/\theta_0} \rightarrow \frac{\theta}{\theta_m}$, 仍为有限值。

利用海斯勒图仍可计算热量 $\frac{Q}{Q_0}$, 见教材图 3-8。

3. 分析解的适用范围

(1) 正规状况阶段,即要求 $Fo > 0.2$, 此时级数可取首项。

(2) 适用于第三类和第一类边界条件。

(3) 要求导热物体初始温度均匀。

(4) 适用于物体被加热或冷却的情形。

(5) 以无限大平板为例,可以是两边同时处于第三类边界条件之下,也可以平板一侧绝热,另一侧处于对流边界条件下。

4. 求解一维非稳态导热问题的一般思路

(1) 首先,用 Bi 检验是否满足集总参数法条件。如果问题的性质属于 h 或 δ 未知,可先假定 Bi , 然后校核,此时问题具有迭代的性质。

(2) 若不能采用集总参数法,则尝试用分析解法(近似公式或海斯勒图线等)。对多维导热问题,看是否满足乘积解法的条件。

(3) 若上述方法均不能求解,则可用数值解法。

5. 关于非稳态导热的乘积解

要求熟练掌握多维非稳态导热问题乘积解的形式,必须是过余温度或无量纲过余温度的乘积。此外,如何将一个多维问题分解为相应的多个一维问题,也是解决这类问题的关键。实际应用时,应能正确判断多维导热体中温度变化最快的点和变化最慢的点。而且,并非所有的多维问题都能分解成多个一维问题,即乘积解是有条件的,要求初始温度均匀,且边界条件为第一类时边界温度为定值或第三类时周围流体温度和表面传热系数恒定的情形。熟练掌握前面所讲的一维非稳态导热问题分析解求解方法是成功求解多维非稳态导热问题的先决条件。

3.3 典型题精解

3.3.1 基本概念

本节基本概念主要包括:对物理问题进行分析,得出其数学描写(控制方程和定解条件);定性画出物体内的温度分布;集总参数法的定性分析;时间常数概念的运用;一维非稳态导热

分析解的讨论;对海斯勒图(诺谟图)的理解;乘积解在多维非稳态导热中的应用;半无限大物体的基本概念。

例 3-1 由导热微分方程可知,非稳态导热只与热扩散率有关,而与导热系数无关。你认为对吗?

解 由于描述一个导热问题的完整数学描写不仅包括控制方程,还包括定解条件。所以虽然非稳态导热的控制方程只与热扩散率有关,但边界条件中却有可能包括导热系数 λ (如第二或第三类边界条件)。因此上述观点不对。

例 3-2 无内热源,常物性二维导热物体在某一瞬时的温度分布为 $t = 2y^2 \cos x$ 。试说明该导热物体在 $x=0, y=1$ 处的温度是随时间增加逐渐升高,还是逐渐降低。

解 由导热体的导热控制方程 $\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right)$,
 而 $\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = -2y^2 \cos x, \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 4 \cos x$, 所以

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a(-2y^2 \cos x + 4 \cos x) = a \cos x (4 - 2y^2)$$

当 $x=0, y=1$ 时, $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 2a > 0$,
 故该点温度随时间增加而升高。

例 3-3 厚度为 δ , 导热系数为 λ , 初始温度均匀并为 t_0 的无限大平板, 两侧突然暴露在温度为 t_∞ ($t_\infty < t_0$), 表面传热系数为 h 的流体中。试定性画出当 $Bi = \frac{h\delta}{\lambda} \rightarrow \infty$ 和 $Bi \rightarrow 0$ 时平板内部和流体层中的温度随时间的变化。

解 当 $Bi \rightarrow \infty$ 时, 平板内部的导热热阻 δ/λ 远大于外部流体的对流热阻 $1/h$, 相当于第一类边界条件, 因而温度分布如图 3-5(a) 所示。同理, 当 $Bi \rightarrow 0$ 时, 平板内部导热热阻 δ/λ 远小于外部对流热阻 $1/h$, 相当于集总参数法, 即在任一时刻可认为平板内部温度是均匀的, 其温度变化如图 3-5(b) 所示。

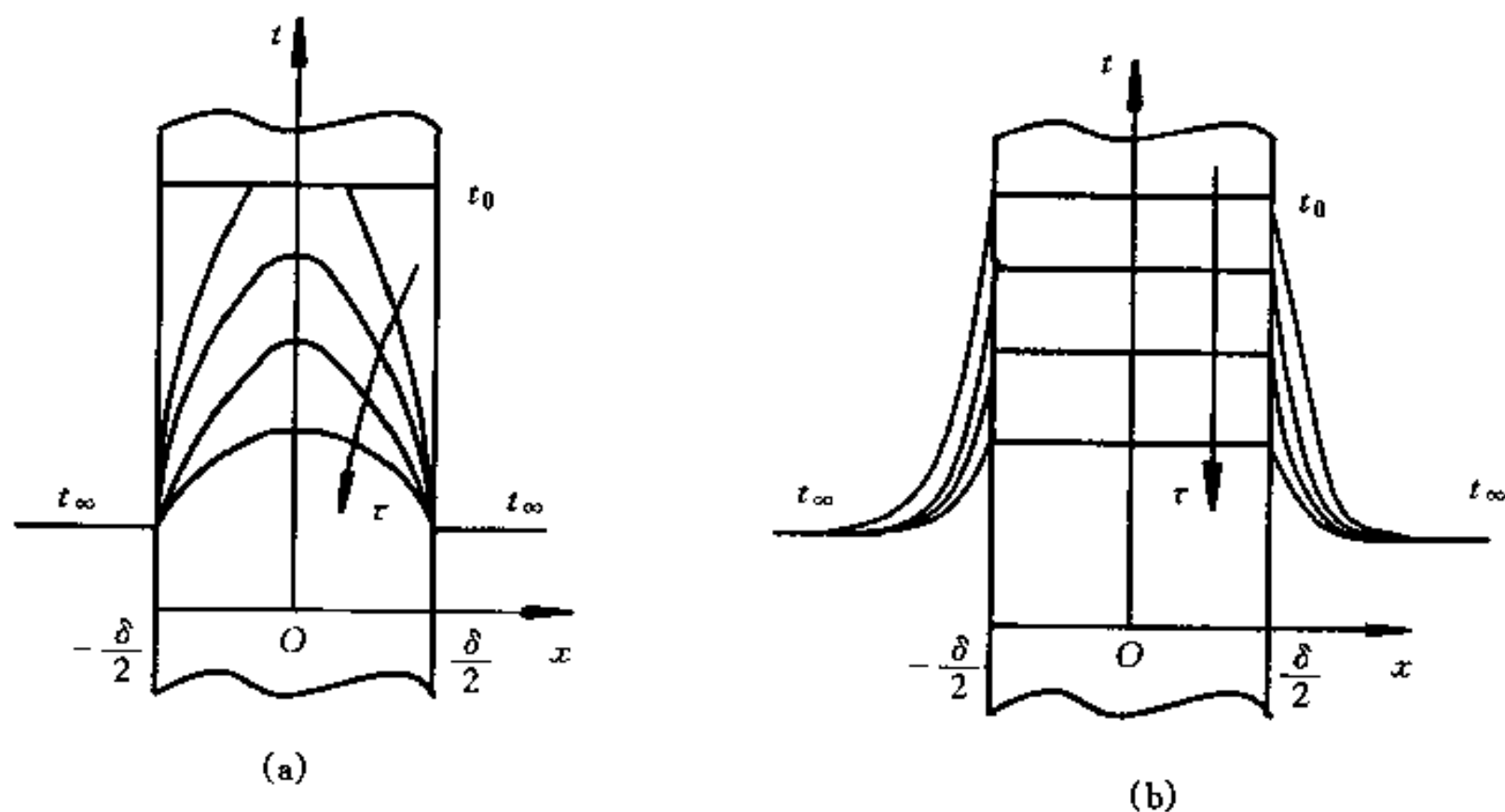


图 3-5 例 3-3 分析图
 (a) $Bi \rightarrow \infty$; (b) $Bi \rightarrow 0$

例 3-4 结合教材图 3-7,以无限大平板为例,说明为什么集总参数法的判断条件一般取 $Bi_V < 0.1M$ 。

解 对无限大平板而言, $Bi_V < 0.1M$ 即 $Bi < 0.1$ 。由教材图 3-7 知,当 $Bi < 0.1$,即 $\frac{1}{Bi} > 10$ 时,从 $\frac{x}{\delta} = 0$ 到 $\frac{x}{\delta} = 1$ 的平板范围内,任一时刻的温度变化 $\frac{\theta}{\theta_m}$ 都在 95% 以上,即平板内的温度不均匀性 $< 5\%$,因此可认为任一时刻平板内温度是均匀的,可将 $Bi < 0.1$ 作为判断集总参数法成立的条件。

例 3-5 在某厂生产的测温元件说明书上,标明该元件的时间常数为 1 s。从传热学角度,你认为此值可信吗?

解 根据时间常数定义, $\tau = \rho c V / hA$,在一定条件下, ρ, c, V, A 可以认为是常数,但表面传热系数 h 却是与具体过程有关的过程量,与测温元件安装的具体环境的换热条件有关。因此,对该说明书上表明的时间常数值要进行具体分析,不能盲目相信。

例 3-6 两块厚度为 30 mm 的无限大平板,初始温度为 20 °C,分别用铜和钢制成。平板两侧表面的温度突然上升到 60 °C,试计算使两板中心温度均上升到 56 °C 时两板所需时间之比。铜和钢的热扩散率分别为 $103 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $12.9 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 。

解 一维非稳态无限大平板内的温度分布有如下函数形式:

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{t - t_0}{t_\infty - t_0} = f(Bi, Fo, \frac{x}{\delta})$$

两块不同材料的无限大平板,均处于第一类边界条件(即 $Bi \rightarrow \infty$)。由题意,两种材料达到同样工况时, Bi 数和 $\frac{x}{\delta}$ 相同,要使温度分布相同,则只需 Fo 数相等,因此:

$$(Fo)_{\text{铜}} = (Fo)_{\text{钢}}$$

即

$$\left(\frac{a\tau}{\delta^2}\right)_{\text{铜}} = \left(\frac{a\tau}{\delta^2}\right)_{\text{钢}}$$

而 δ 在两种情况下相等,因此:

$$\frac{\tau_{\text{铜}}}{\tau_{\text{钢}}} = \frac{a_{\text{钢}}}{a_{\text{铜}}} = \frac{12.9 \times 10^{-6}}{103 \times 10^{-6}} = 0.125$$

例 3-7 以一维无限大平板的非稳态导热为例,教材图 3-7 中的曲线($\frac{\theta}{\theta_m}$ 与 $\frac{1}{Bi}$ 关系曲线)与 Fo 数无关。实际上,经历的时间不同。温度分布 $\frac{\theta}{\theta_m}$ 也应不同,当时间趋于无穷大时, $\frac{\theta}{\theta_m}$ 应趋近于 1,且各处温度均应趋于流体温度。因此,有人认为该图不能用于时间甚大的情形。你对这种说法有何看法?

解 根据定义, $\frac{\theta}{\theta_m} = \frac{t - t_\infty}{t_m - t_\infty}$,当 $Fo > 0.2$ 时, $\frac{\theta}{\theta_m} = \cos(\mu_1 \frac{x}{\delta})$ 与 Fo 数无关。当时间趋于无限大时,物体各点的温度趋于 t_∞ ,但趋近的速率仍然不同,此时平板内部温度仍不一致,因而各点上的相对过余温度之比 $\frac{\theta}{\theta_m}$ 仍是一个有限值。该图适用于 $Fo > 0.2$ 以后的任何情形。

例 3-8 某同学拟用集总参数法分析求解一维无限长圆柱的非稳态导热问题,为此他算

出了 Fo 数和 Bi 数, 结果发现 Bi 数不满足集总参数法的条件。于是他改用 Fo 数和 Bi 数查诺谟图算出了答案。你认为他的结果对吗? 为什么?

解 利用诺谟图求解非稳态导热问题时, 其适用条件必须满足: $Fo > 0.2$, 第一类或第三类边界条件。题中并未给出 Fo 数的具体数值, 且并未交待边界条件的类型。因此, 其结果不一定正确。

例 3-9 在一维无限大平板中心温度 $\left(\frac{\theta_m}{\theta_0} \right)$ 的诺谟图中(教材图 3-6), 当 λ 越小时, $\frac{\lambda}{h\delta}$ 越小, 此时其他参数不变时, $\frac{\theta_m}{\theta_0}$ 越小, 即表明 θ_m 越小, 平板中心温度越接近于流体温度。这说明 λ 越小时, 物体被加热反而温升越快, 与事实不符。请指出上述分析错误在什么地方?

解 当 λ 越小, $a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ 也越小, 此时 $Fo = \frac{a\tau}{\delta^2}$ 也越小, 因此无法保证图中的 Fo 数不发生变化(即无法保证题中“其他参数不变”)。

例 3-10 有人对二维方柱体中温度分布的乘积解如下理解:

$$\theta(x, y, \tau) = \theta_x(x, \tau) \cdot \theta_y(y, \tau)$$

其中过余温度 $\theta = t - t_\infty$, t_∞ 为流体主流温度。请判断这一说法的正确性。

解 这一说法正确。因为理论分析证明, 从控制方程和边界条件的角度, 乘积解可以用无量纲过余温度 $\left(\Theta = \frac{t - t_\infty}{t_0 - t_\infty} = \frac{\theta}{\theta_0} \right)$ 或过余温度 θ 的形式, 即:

$$\Theta(x, y, \tau) = \Theta_x(x, \tau) \cdot \Theta_y(y, \tau)$$

或

$$\theta(x, y, \tau) = \theta_x(x, \tau) \cdot \theta_y(y, \tau)$$

例 3-11 铜和混凝土在温度为 23℃ 的房间中已经放置很久。用手分别接触这两种材料, 问哪一块材料使人感觉更凉? 假定材料可当作半无限大物体, 人手的温度为 37℃ 。

解 手指的感觉与其感受到的热流密度有关。而由教材(3-43)式, 有

$$q_w = \lambda \frac{t_w - t_0}{\sqrt{\pi a \tau}} = \sqrt{\lambda \rho c} \frac{t_w - t_0}{\sqrt{\pi \tau}}$$

故

$$\frac{q_w|_{\text{铜}}}{q_w|_{\text{混凝土}}} = \frac{(\sqrt{\lambda \rho c})_{\text{铜}}}{(\sqrt{\lambda \rho c})_{\text{混凝土}}}$$

温度为 23℃ 时, 铜和混凝土的物性值:

铜: $\lambda = 401\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $\rho = 8\,933\text{ kg}/\text{m}^3$, $c = 385\text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

混凝土: $\lambda = 1.4\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $\rho = 2\,300\text{ kg}/\text{m}^3$, $c = 880\text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

所以:
$$\frac{q_w|_{\text{铜}}}{q_w|_{\text{混凝土}}} = \sqrt{\frac{401 \times 8\,933 \times 385}{1.4 \times 2\,300 \times 880}} = 22.1$$

即铜块上的热流是混凝土上热流的 20 多倍, 因此, 人手的感觉是铜块要比混凝土凉。 $\sqrt{\lambda \rho c}$ 称为吸热系数, 它表示物体向与其接触的高温物体吸热的能力。

3.3.2 定量计算

本节的定量计算主要包括: 列出具体物理问题的数学描写并求解; 集总参数法的应用; 一维非稳态导热问题的分析解(无限大平板, 无限长圆柱, 球), 这是非稳态导热的典型题, 可包括已知物体内部温度达某一限定值求所需的时间, 或求某一时刻物体内的温度分布, 也可确定其

他参数(如表面传热系数 h 、材料的导热系数 λ 、热扩散率 a 和物体的特征长度等);多维非稳态导热问题乘积解;半无限大物体的分析计算。重点是集总参数法和一维非稳态导热问题分析解的应用。

例 3-12 一块无限大平板,单侧表面积为 A ,初温为 t_0 ,一侧表面受温度为 t_∞ ,表面传热系数为 h 的气流冷却,另一侧受到恒定热流密度 q_w 的加热,内部热阻可以忽略。试列出物体内部的温度随时间变化的微分方程式并求解之。设其他几何参数及物性参数已知。

解 由题意,物体内部热阻可以忽略,温度仅为时间的函数,一侧的对流换热和另一侧恒热流加热作为内热源处理,根据热平衡方程可得控制方程为

$$\rho c V \frac{dt}{d\tau} + hA(t - t_\infty) - Aq_w = 0$$

初始条件: $t \Big|_{\tau=0} = t_0$

引入过剩温度 $\theta = t - t_\infty$,则

$$\begin{cases} \rho c V \frac{d\theta}{d\tau} + hA\theta - Aq_w = 0 \\ \theta \Big|_{\tau=0} = t_0 - t_\infty = \theta_0 \end{cases}$$

上述控制方程的通解为

$$\theta = B e^{-\frac{hA}{\rho c V} \tau} + \frac{q_w}{h}$$

由初始条件有

$$B = \theta_0 - \frac{q_w}{h}$$

故温度分布:

$$\theta = t - t_\infty = \theta_0 e^{-\frac{hA}{\rho c V} \tau} + \frac{q_w}{h} (1 - e^{-\frac{hA}{\rho c V} \tau})$$

例 3-13 用热电偶测量气罐中气体的温度。热电偶的初始温度为 20°C ,与气体的表面传热系数为 $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。热电偶近似为球形,直径为 0.2 mm 。试计算插入 10 s 后,热电偶的过剩温度为初始过剩温度的百分之几? 要使温度计过剩温度不大于初始过剩温度的 1% ,至少需要多长时间? 已知热电偶焊锡丝的 $\lambda = 67 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $\rho = 7310 \text{ kg}/\text{m}^3$, $c = 228 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

解 先判断本题能否利用集总参数法。

$$Bi = \frac{hR}{\lambda} = \frac{10 \times 0.1 \times 10^{-3}}{67} = 1.49 \times 10^{-5} < 0.1$$

可用集总参数法。

时间常数 $\tau_c = \frac{\rho c V}{hA} = \frac{\rho c R}{h} = \frac{7310 \times 228}{10} \times \frac{0.1 \times 10^{-3}}{3} = 5.56 \text{ s}$

则 10 s 的相对过剩温度

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \exp\left(-\frac{\tau}{\tau_c}\right) = \exp\left(-\frac{10}{5.56}\right) = 16.6\%$$

热电偶过剩温度不大于初始过剩温度 1% 所需的时间,由题意

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \exp\left(-\frac{\tau}{\tau_c}\right) \leq 0.01$$

$$\exp\left(-\frac{\tau}{5.56}\right) \leq 0.01$$

解得

$$\tau \geq 25.6 \text{ s}$$

例 3-14 热处理工艺中,常用银球来测定淬火介质的冷却能力。今有两个直径均为 20 mm 的银球,加热到 650 ℃ 后分别置于 20 ℃ 的静止水和 20 ℃ 的循环水容器中。当两个银球中心温度均由 650 ℃ 变化到 450 ℃ 时,用热电偶分别测得两种情况下的降温速率分别为 180 ℃/s 及 360 ℃/s。在上述温度范围内银的物性参数: $\rho = 10\,500 \text{ kg/m}^3$, $c = 2.62 \times 10^2 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$, $\lambda = 360 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 。试求两种情况下银球与水之间的表面传热系数。

解 本题表面传热系数未知,即 Bi 数为未知参数,所以无法判断是否满足集总参数法条件。为此,先假定满足集总参数法条件,然后验算。

(1) 对静止水情形,由

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \exp\left(-\frac{hA}{\rho c V} \tau\right)$$

且 $\theta_0 = 650 - 20 = 630$, $\theta = 450 - 20 = 430$, $V/A = \frac{R}{3} = \frac{10 \times 10^{-3}}{3} = 0.003\,33$, $\tau = \frac{200}{180} = 1.11 \text{ s}$,
故

$$\begin{aligned} h &= \frac{\rho c}{\tau} \left(\frac{V}{A}\right) \ln\left(\frac{\theta_0}{\theta}\right) \\ &= \frac{10\,500 \times 2.62 \times 10^2}{1.11} \times 0.003\,33 \times \ln\left(\frac{630}{430}\right) \\ &= 3\,149 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)} \end{aligned}$$

验算 Bi 数

$$Bi_v = \frac{h(V/A)}{\lambda} = \frac{3\,149 \times 0.003\,33}{360} = 0.029\,1 < 0.033\,3$$

满足集总参数条件。

(2) 对循环水情形,同理, $\tau = \frac{200}{360} = 0.56 \text{ s}$

按集总参数法时,

$$\begin{aligned} h &= \frac{\rho c}{\tau} \left(\frac{V}{A}\right) \ln\left(\frac{\theta_0}{\theta}\right) = \frac{10\,500 \times 262}{0.56} \times 0.003\,33 \times \ln\left(\frac{630}{430}\right) \\ &= 6\,299 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)} \end{aligned}$$

验算 $Bi_v = \frac{6\,299 \times 0.003\,33}{360} = 0.058\,3 > 0.033\,3$, 不满足集总参数法条件。改用诺谟图。

此时, $Fo = \frac{a\tau}{R^2} = \frac{\lambda}{\rho c R^2} \tau = \frac{360}{10\,500 \times 262} \times \frac{0.56}{0.01^2} = 0.727$, $\frac{\theta_m}{\theta_0} = \frac{430}{630} = 0.683$ 。查图(教材附录 2 图 4)得

$$\frac{1}{Bi} \approx 4.5$$

故

$$h \approx Bi \frac{\lambda}{R} = \frac{360}{4.5 \times 0.01} \approx 8\,000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

例 3-15 初温为 30 ℃, 壁厚为 9 mm 的火箭发动机喷管, 外壁绝热, 内壁与温度为

1 750 ℃ 的高温燃气接触,燃气与壁面间的表面传热系数为 2 000 W/(m²·K)。假定喷管壁可当作一维无限大平壁处理,材料物性如下:ρ=8 400 kg/m³, c=560 J/(kg·K), λ=25 W/(m·K)。试确定:

- (1) 为使喷管材料不超过材料允许温度(800 ℃)而能允许的运行时间;
- (2) 在允许时间的终了时刻,壁面中的最大温差;
- (3) 上述时刻壁面中的平均温度梯度与最大温度梯度。

解 本题可视为厚度为 2δ=2×9 mm 的平板两侧突然受第三类边界条件时的非稳态导热问题。先判断 Bi 数。

$$Bi = \frac{h\delta}{\lambda} = \frac{2\,000 \times 0.009}{25} = 0.72 > 0.1$$

不满足集总参数法条件,需用诺谟图求解。

$$(1) \text{ 由 } \frac{1}{Bi} = \frac{1}{0.72} = 1.389, \frac{\theta_w}{\theta_0} = \frac{800 - 1\,750}{30 - 1\,750} = 0.552$$

由教材图 3-7 得: $\frac{\theta_w}{\theta_m} = 0.74$

所以 $\frac{\theta_m}{\theta_0} = \frac{\theta_w/\theta_0}{\theta_w/\theta_m} = \frac{0.552}{0.74} = 0.746$

由教材图 3-6 得: $Fo = 0.6$

故允许运行时间 $\tau = Fo \frac{\delta^2}{a} = Fo \frac{\delta^2}{\lambda} \rho c = 0.6 \times \frac{0.009^2}{25} \times 8\,400 \times 560 = 9.1 \text{ s}$

(2) 板中最低温度

$$t_m = t_f + 0.746\theta_0 = 1\,750 + 0.746 \times (30 - 1\,750) = 466.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

故壁面中最大温差:

$$\Delta t_{\max} = t_w - t_m = 800 - 466.9 = 333.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(3) 上述时刻壁面中的平均温度梯度:

$$\left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_m = \frac{333.1}{0.009} = 37\,011 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{m}$$

因外表面绝热,该处温度梯度为零,故最大温度梯度发生在内表面上,可由内表面的第三类边界条件求得,即

$$-\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_w = h(t_w - t_f)$$

故

$$\left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_w = \frac{h(t_f - t_w)}{\lambda} = \frac{2\,000 \times (1\,750 - 800)}{25} = 76\,000 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{m}$$

例 3-16 在太阳能集热器中采用直径为 100 mm 的鹅卵石作为贮存热量的媒介,其初始温度为 20 ℃。从太阳能集热器中引来 70 ℃ 的热空气通过鹅卵石,空气与卵石之间的表面传热系数为 10 W/(m²·K)。试问 3 h 后鹅卵石的中心温度为多少? 每千克鹅卵石的贮热量是多少? 已知鹅卵石的导热系数 λ=2.2 W/(m·K),热扩散率 a=11.3×10⁻⁷ m²/s,比热容 c=780 J/(kg·K),密度 ρ=2 500 kg/m³。

解 本题是直径为 100 mm 的球形物体的非稳态导热问题,先判断 Bi 数,

$$Bi = \frac{hR}{\lambda} = \frac{10 \times 50 \times 10^{-3}}{2.2} = 0.227 > 0.1$$

不满足集总参数法,需用诺谟图求解。

$$Fo = \frac{\alpha\tau}{R^2} = \frac{11.3 \times 10^{-7} \times 3 \times 3600}{(50 \times 10^{-3})^2} = 4.882$$

$$\frac{1}{Bi} = 4.4$$

由图(教材附录 2 图 4)得

$$\frac{\theta_m}{\theta_0} = 0.06$$

即:

$$\frac{t_m - t_\infty}{t_0 - t_\infty} = 0.06$$

$$t_m = t_\infty + 0.06(t_0 - t_\infty) = 70 + 0.06(20 - 70) = 67 \text{ } ^\circ\text{C}$$

再来计算热量。由 $Bi = 0.227, FoBi^2 = 4.882 \times 0.227^2 = 0.252$,查图(教材附录 2 图 6)得

$$\frac{Q}{Q_0} \approx 0.95$$

对每一块鹅卵石:

$$\begin{aligned} Q_0 &= \rho c V (t_0 - t_\infty) \\ &= 2500 \times 780 \times \frac{4}{3} \pi \times (50 \times 10^{-3})^3 \times (20 - 70) \\ &= -5.105 \times 10^5 \end{aligned}$$

每千克鹅卵石含石头的个数:

$$N = \frac{m}{\rho} / \left(\frac{4}{3} \pi R^3 \right) = \frac{1}{2500} / \left[\frac{4}{3} \pi \times (50 \times 10^{-3})^3 \right] = 0.764$$

则每千克鹅卵石的贮热量为:

$$\begin{aligned} Q &= 0.95 Q_0 N = 0.95 \times 0.764 \times (-5.105 \times 10^5) \\ &= 3.705 \times 10^5 \text{ J} \end{aligned}$$

例 3-17 初温为 25°C 的热电偶被置于温度为 250°C 的气流中。设热电偶热接点可近似看成球形,要使其时间常数 $\tau_c = 1 \text{ s}$,问热接点的直径应为多大?忽略热电偶引线的影响,且热接点与气流间的表面传热系数为 $300 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,热接点材料的物性: $\lambda = 20 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $\rho = 8500 \text{ kg}/\text{m}^3$, $c = 400 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。如果气流与热接点间存在着辐射换热,且保持热电偶时间常数不变,则对所需热接点直径之值有何影响?

解 由于热电偶的直径很小,一般满足集总参数法条件,时间常数为

$$\tau_c = \frac{\rho c V}{hA}$$

$$\text{故: } V/A = \frac{R}{3} = \tau_c h / \rho c = 1 \times 300 / (8500 \times 400) = 8.82 \times 10^{-5} \text{ m}$$

故热电偶直径:

$$d = 2R = 2 \times 3 \times 8.82 \times 10^{-5} = 5.29 \times 10^{-4} = 0.529 \text{ mm}$$

验证 Bi 数是否满足集总参数法

$$Bi_V = \frac{h(V/A)}{\lambda} = \frac{300 \times 8.82 \times 10^{-5}}{20} = 0.0013 \ll 0.0333$$

故满足集总参数法条件。

若热接点与气流间存在辐射换热,则总表面传热系数 h (包括对流和辐射)增加,由 $\tau_c = \frac{\alpha V}{hA}$ 知,保持 τ_c 不变时,可使 V/A 增加,即热接点直径增加。

例 3-18 初始温度为 $300\text{ }^\circ\text{C}$,直径为 12 cm ,高为 12 cm 的短圆柱体,被置于温度为 $30\text{ }^\circ\text{C}$ 的大油槽中,其全部表面均可受到油的冷却,冷却过程中圆柱体与油的表面传热系数为 $300\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。圆柱体的导热系数 $\lambda = 48\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,热扩散率 $\alpha = 1 \times 10^{-5}\text{ m}^2/\text{s}$ 。试确定 5 min 后圆柱体中的最大温差。

解 本题属二维非稳态导热问题,可采用相应的无限长圆柱体和无限大平板的乘积解求解。显然,圆柱体内最高温度位于柱体中心,最低温度位于柱体的上、下边角处。

对无限长圆柱:

$$\frac{1}{Bi} = \frac{\lambda}{hR} = \frac{48}{300 \times 0.06} = 2.67$$

$$Fo = \frac{\alpha \tau}{R^2} = \frac{1 \times 10^{-5} \times 5 \times 60}{0.06^2} = 0.833$$

查教材附录 2 图 1,得: $\left(\frac{\theta_m}{\theta_0}\right)_c = 0.6$

由附录 2 图 2,得: $\left(\frac{\theta_w}{\theta_m}\right)_c = 0.84$,其中 θ_w 表示表面过余温度。

所以 $\left(\frac{\theta_w}{\theta_0}\right)_c = \left(\frac{\theta_m}{\theta_0}\right)_c \left(\frac{\theta_w}{\theta_m}\right)_c = 0.6 \times 0.84 = 0.504$

对无限大平板:

$$\frac{1}{Bi} = 2.67, Fo = 0.833$$

由教材图 3-6 得: $\left(\frac{\theta_m}{\theta_0}\right)_p = 0.8$

由教材图 3-7 得: $\left(\frac{\theta_w}{\theta_m}\right)_p = 0.85$

所以 $\left(\frac{\theta_w}{\theta_0}\right)_p = \left(\frac{\theta_w}{\theta_m}\right)_p \left(\frac{\theta_m}{\theta_0}\right)_p = 0.85 \times 0.8 = 0.68$

所以短圆柱中的最低温度

$$\left(\frac{\theta_w}{\theta_0}\right) = \left(\frac{\theta_w}{\theta_0}\right)_p \left(\frac{\theta_w}{\theta_0}\right)_c = 0.68 \times 0.504 = 0.343$$

即: $t_w = 0.343\theta_0 + t_f = 0.343 \times (300 - 30) + 30 = 122.5\text{ }^\circ\text{C}$

短圆柱中最高温度:

$$\left(\frac{\theta_m}{\theta_0}\right) = \left(\frac{\theta_m}{\theta_0}\right)_p \left(\frac{\theta_m}{\theta_0}\right)_c = 0.8 \times 0.6 = 0.48$$

即: $t_m = 0.48 \times (300 - 30) + 30 = 159.6\text{ }^\circ\text{C}$

故 5 min 后圆柱体中最大温差

$$\Delta t_{\max} = t_m - t_w = 159.6 - 122.5 = 37.1\text{ }^\circ\text{C}$$

注:本题也可按拟合公式进行计算,读者可作为练习。

例 3-19 俗语说:“冰冻三尺,非一日之寒”。试根据下列数据计算冬天冰冻三尺需几日

之寒。设土壤原来温度为 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，受寒流影响，土壤表面突然下降到 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，土壤物性： $\lambda = 0.6\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ， $a = 0.194 \times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$ ，且 λ 和 a 不随冰冻而变。

解 本题属半无限大物体的非稳态导热问题。利用教材式(3-41)，有

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{t - t_{\infty}}{t_0 - t_{\infty}} = \text{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau}}\right)$$

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{0 - (-10)}{4 - (-10)} = 0.7143$$

查教材附录 17，得：

$$\frac{x}{2\sqrt{a\tau}} = 0.755$$

由题意 $x = 1\text{ m}$ ，所以：

$$\tau = \left(\frac{x}{2 \times 0.755}\right)^2 / a = \left(\frac{1}{2 \times 0.755}\right)^2 / (0.194 \times 10^{-6})$$

$$= 2.26 \times 10^6\text{ s}$$

$$= 26.17\text{ d}$$

3.4 自我测验题

1. 一块无限大平板厚度为 δ ，初始温度为 t_0 ，在初始瞬间将平板一侧绝热，另一侧置于温度为 t_{∞} ($t_{\infty} > t_0$) 的流体中。流体与平板间的表面传热系数 h 为常数。试写出一维无限大平板非稳态导热的控制方程及边界条件、初始条件。

2. 试说明 Fo 数和 Bi 数的定义式及其物理意义。

3. 对二维非稳态导热问题，能否将表面的对流传热量转换成控制方程中内热源产生的热量？

4. 一长方体导热块，左、右、前、后四个表面绝热，上下表面处于同一对流环境中。有人认为其温度分布要用三维问题的乘积解法。你认为有无必要？为什么？

5. 初始温度均匀的物体，一侧表面温度突然升高到 t_w 时，沿热量传递方向表面温度梯度比物体内部温度梯度大，为什么？

6. 物性为常数的一维无限大平板，两侧表面分别维持在 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。某一时刻两侧面突然绝热，问达到稳定状态时平板的温度为多少？

7. 简述集总参数法的物理概念及应用条件。

8. 试述热电偶时间常数的物理含意及影响其大小的因素。

9. 材料相同、厚度不同的 A, B 两块无限大平板，板 A 厚度为板 B 的 3 倍，从同一高炉中取出置于同一流体中淬火。假定 B 板的表面传热系数是 A 板的 3 倍，板 B 中心过余温度下降到初值的一半需要 50 min ，问板 A 达到同样温度工况需要多长时间？

10. 材料相同、初温相同且满足集总参数法条件的金属薄板，细圆柱体和小球置于同一介质中加热，若薄板厚度、细圆柱体直径、小球直径相等，问当它们被加热到相同温度时所需时间之比。

11. 试分析当 $Fo < 0.2$ 时，能否用诺谟图求解有关的非稳态导热问题？有人认为，由于 $Fo < 0.2$ 时，诺谟图上图线太密，因而不能用该图求解，你认为对吗？

12. 为什么诺谟图既可用于物体被加热，又可用于被冷却的情形？诺谟图对第二类边界

条件是否适用?

13. 一维无限大平板中心温度示意图(如教材图 3-6)如图 3-6 所示。

$\frac{1}{Bi} \rightarrow \infty$ 相当于集总参数法, $\frac{1}{Bi} \rightarrow 0$ 相当于第一类边界条件。众所周知, 满足集总参数法的物体, 其内部热阻可以忽略, 但上图却表明, 其中心温度变化速率要比同样情况下的第一类边界条件慢得多。试对上述现象加以解释。

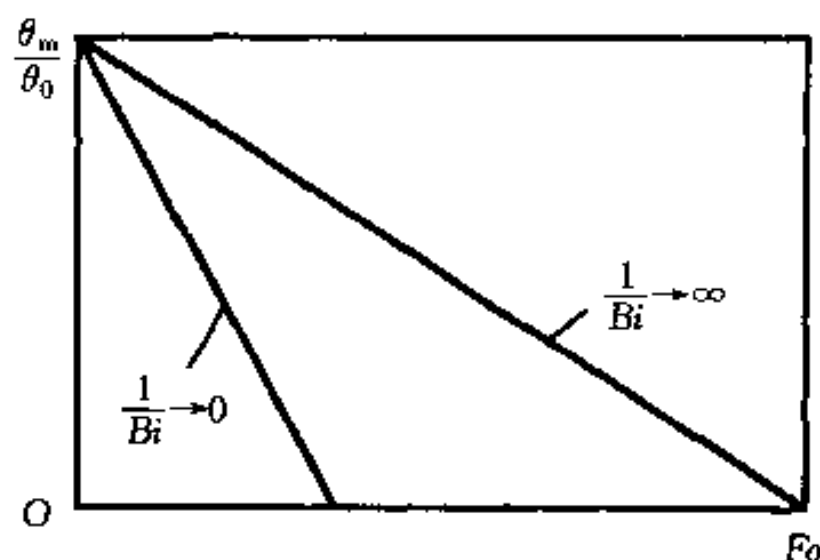


图 3-6 题 13 附图

14. 长为 0.3 m, 直径为 0.06 m 的圆钢, 初始温度为 20 ℃, 导热系数 $\lambda = 35 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 密度 $\rho = 7800 \text{ kg}/\text{m}^3$, 比热容 $c = 460 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。圆钢通过气流温度为 1250 ℃, 长度为 6 m 的加热炉时表面传热系数为 $100 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。如欲将圆钢加热到 850 ℃, 试确定圆钢通过加热炉时的速度。

15. 一初始温度为 35 ℃, 体积为 50 mm × 80 mm × 100 mm 的铸铁块, 突然被放置于表面传热系数为 $96 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 温度为 300 ℃ 的流体中加热。试确定加热 4 min 后, 铁块的中心温度。

16. 直径为 12 mm, 初始温度为 1150 K 的钢球, 突然被放置于温度为 325 K, 表面传热系数为 $20 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的空气中冷却。已知钢球的物性如下: $\lambda = 40 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $\rho = 7800 \text{ kg}/\text{m}^3$, $c = 600 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。试确定钢球中心温度被冷却到 400 K 所需的时间? 如果考虑辐射的影响, 冷却时间应加长还是缩短?

17. 初温为 180 ℃, 厚度为 60 mm 的青铜板, 表面温度突然下降至 100 ℃ 并保持此温度不变。试求平板中心温度下降至 134 ℃ 所需的时间。

18. 初始温度为 300 ℃, 质量为 5 kg 的铅球, 突然被放置于 30 ℃ 的空气中。如铅球表面与空气的表面传热系数为 $10 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 试计算铅球中心温度冷却到 200 ℃ 所需的时间。已知铅球材料物性: $\rho = 11373 \text{ kg}/\text{m}^3$, $\lambda = 30 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $c = 130 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

19. 初始温度为 26.67 ℃, 直径为 76.2 mm 的桔子放在冰箱中, 冰箱中空气温度为 1.67 ℃, 空气与桔子间表面传热系数为 $56.78 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。试计算桔子中心温度降至 4.44 ℃ 所需的时间。因桔子主要成分是水, 其物性可取同温度下水的物性参数。

20. 一厚度为 10 cm, 初始温度为 20 ℃ 的钢板, 放入温度为 1200 ℃ 的加热炉中加热, 炉中空气与钢板间表面传热系数为 $407 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。问单面加热 30 min 时, 板的中心温度是多少? 若双面加热, 要达到相同的中心温度, 需要多长时间? 已知钢板的物性如下: $\rho = 7800 \text{ kg}/\text{m}^3$, $c = 460.5 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, $\lambda = 53.5 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

21. 一金属输油管道, 外壁绝热, 外直径 $d = 1 \text{ m}$, 壁厚 $\delta = 40 \text{ mm}$, 管壁初始温度为 -20 ℃, $\tau = 0$ 时刻管道中有 60 ℃ 的热油通过, 油与内壁间的表面传热系数为 $h = 500 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 已知管道金属材料物性: $\lambda = 64 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $c = 430 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, $\rho = 7820 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。试确定:

- (1) 输油 8 min 后管道外壁温度;
- (2) 8 min 内热油与每米长管道所传递的热量;

(3) 管内壁达到 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 所需要的时间。

22. 一氧化铝蓝宝石长杆, 直径为 40 mm , 初始温度均匀为 800 K , 突然被放进温度为 300 K , 表面传热系数为 $1\ 600\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的流体中冷却。冷却 35 s 后, 将杆绝热层包好, 使之再没有热损失。问经过很长时间后, 杆的温度是多少?

23. 一直径为 30 mm 的长塑料棒, 为压制成型需要先炉内均匀加热。由于工艺要求, 该棒最低温度不得低于 $200\text{ }^{\circ}\text{C}$, 塑料棒从加热炉到成型机之间的运送时间为 3 min , 其间受到温度为 $150\text{ }^{\circ}\text{C}$, 表面传热系数为 $8.5\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的气流冷却, 问该塑料棒必须在炉中加热到多高温度才能满足上述要求? 已知塑料棒的物性如下: $\lambda = 0.3\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $\rho c = 1\ 050\text{ kJ}/(\text{m}^3\cdot\text{K})$ 。

24. 一球形热电偶接点, 设计时要求该接点与流体接触后在 1 s 内能使其过余温度迅速下降到初始过余温度的 98% 。设接点与流体间的表面传热系数为 $57\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 试计算球形接点的最大允许半径。已知接点材料的物性: $\rho = 8\ 000\text{ kg}/\text{m}^3$, $c = 418\text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, $\lambda = 52\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

25. 直径为 20 mm , 初始温度为 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的紫铜棒突然横置于气温为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, 风速为 12 m/s 的风道中, 5 min 后紫铜棒温度下降到 $34\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。已知紫铜棒材料物性 $\rho = 8\ 954\text{ kg}/\text{m}^3$, $\lambda = 386\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $c = 383.1\text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。求气体与铜棒间的表面传热系数。

26. 某种耐火砖体的导热系数 $\lambda = 1.12\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 热扩散率 $a = 0.18 \times 10^{-2}\text{ m}^2/\text{h}$ 。初始温度均匀为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, 经与 $650\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的高温气体接触 100 h 后, 求下列 3 种不同砖体形状情况下的温度:

- (1) 厚度为 1 m 的无限大平壁的中心温度;
- (2) 截面为 $1\text{ m} \times 1\text{ m}$ 方形柱体的中心温度;
- (3) $1\text{ m} \times 1\text{ m} \times 1\text{ m}$ 立方体的中心温度, 其中一壁面绝热。

上述 3 种情况下, 壁面与高温气体间的表面传热系数均为 $20\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

27. 如图 3-7 所示, 一半径 $R = 0.5\text{ m}$, 长 $l = 1\text{ m}$ 的半圆柱体, 底面绝热, 初始温度为 $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。其余各面突然受到温度 $t_f = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、表面传热系数 $h = 50\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的流体冷却, 试确定 5 h 后柱体中的最低温度。已知柱体材料物性: $\lambda = 40\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $a = 0.05\text{ m}^2/\text{h}$ 。

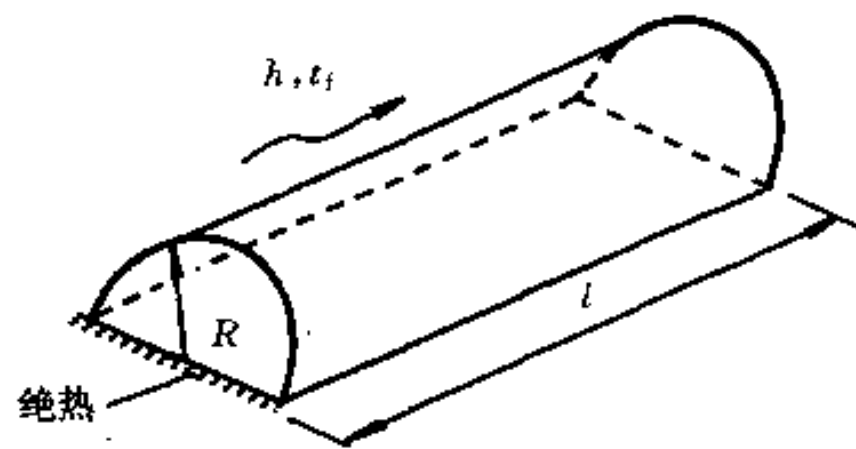


图 3-7 题 27 附图

28. 平时, 某地土壤温度为 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$, 热扩散率为 $2.08 \times 10^{-7}\text{ m}^2/\text{s}$ 。冬天, 土壤表面温度有一周为 $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。试问在此情况下当地水管埋在地下多深方可避免冻结?

第 4 章 导热问题的数值解法

本章重点应掌握导热问题数值解法的基本思路,利用热平衡方法建立节点的离散方程是本章的重点。读者还应了解非稳态导热问题的两种差分格式及其稳定性。

4.1 基本知识点

4.1.1 导热问题数值解的基本思想

1. 数值解法的本质

同分析解法一样,数值求解的根本目的是获得导热体的温度分布及热流量。但与分析解不同的是,数值解法是用求解区域上或时间、空间坐标系中离散点的温度分布来代替连续的温度场。从前面两章的介绍可以看出,分析解法只能求解一些非常简单的导热问题,如一维、常物性的问题,而数值解原则上可以求解一切导热问题,尤其是分析解法不能解决的问题,如二维及三维、复杂几何形状、复杂边界条件、物性不均匀(即 $\lambda, \rho c$ 等不为常数)的导热问题。

2. 数值解法的基本思路

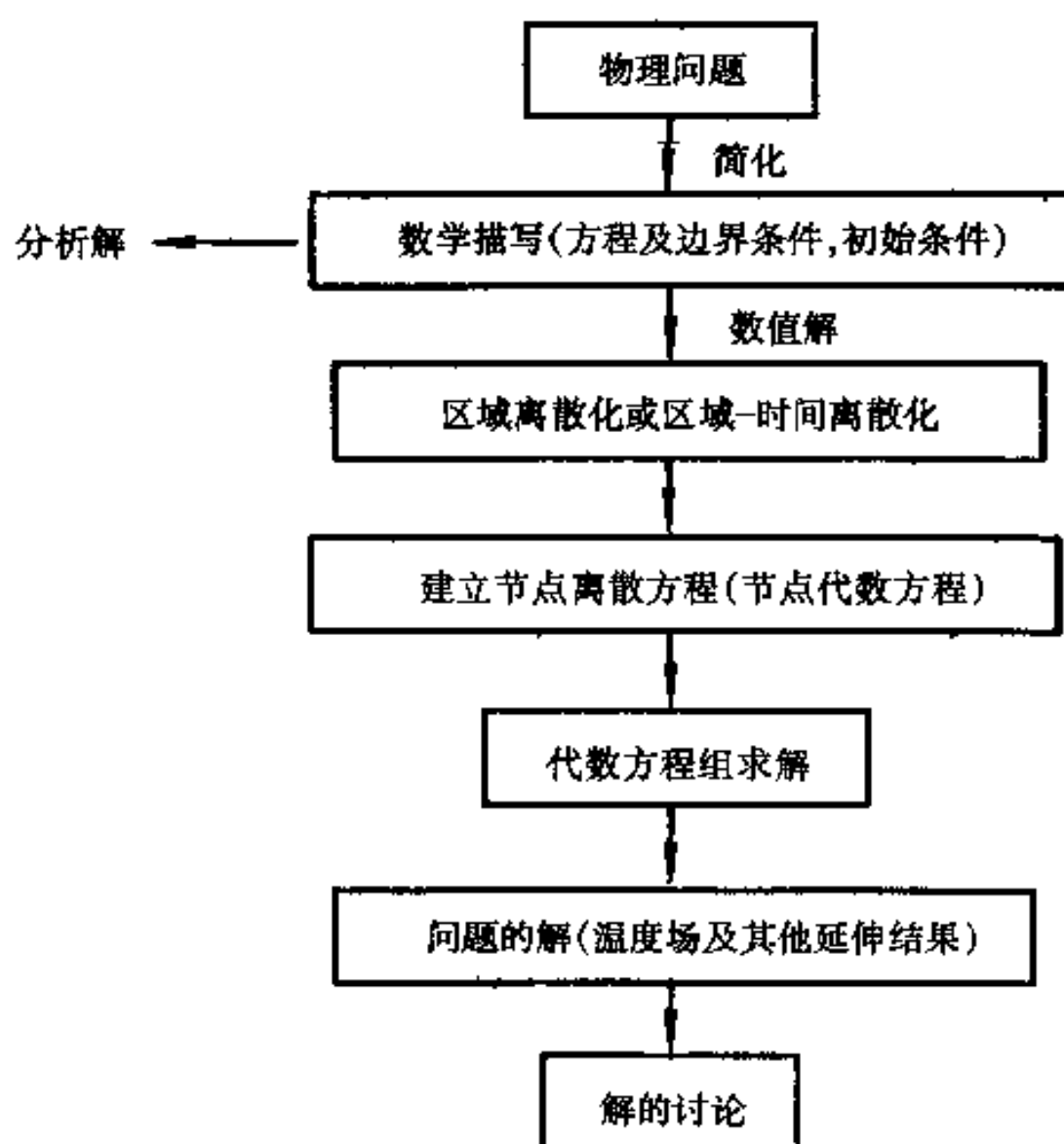


图 4-1 数值求解的基本思路

图 4-1 简单描述了导热问题数值解的基本思路。可以看出,方程离散即建立节点的代数方程是问题的关键所在。节点离散方程可有 Taylor 级数展开法及热平衡方法。另外,图 4-1 中前面两步的过程和方法对分析解和数值解而言是一样的。

4.1.2 稳态导热问题数值解法

1. 物理问题与数学描写

考察一烟道墙壁的二维导热问题。墙壁内外均处于对流边界条件下,表面传热系数分别为 h_1 和 h_2 ,流体温度分别为 t_{f1} 和 t_{f2} 。假定墙壁内无内热源,物性为常数,过程是稳态的。考虑到问题的对称性,取 1/4 的墙壁作为研究对象。如图 4-2 所示,则该问题的控制方程如下:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0 \quad (4-1)$$

边界条件如图 4-2 所示。本问题共有两种类型边界条件,即第三类边界条件(内外壁面),第二类边界条件(绝热对称面处)。

2. 区域离散

将导热区域沿 x, y 方向各自均分,即(均分网格)得如图 4-2 所示的网格示意图。这就是区域离散。在导热问题的数值计算中,也有将空间区域各自不均分的情形,即非均分网格。

3. 节点方程离散

这是导热问题数值计算的关键一步。要得出节点离散方程,首先得划分节点的类型。如图 4-2 所示,共有 6 种不同的节点,即①——具有对流边界条件的外角顶;②——具有对流边界条件的平直边界节点;③——具有对流边界条件和对称绝热角顶;④——具有绝热边界条件的平直边界节点;⑤——具有对流边界条件的内角顶;⑥——内部节点。

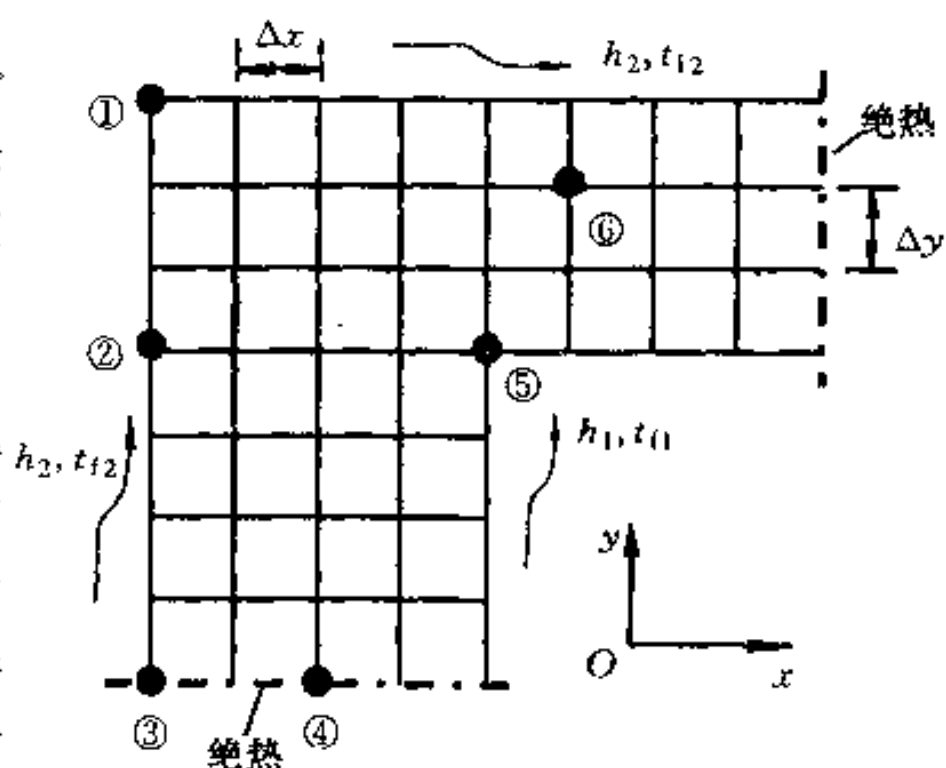


图 4-2 物理问题示意图

获得节点离散方程共有两种方法,即 Taylor 级数展开法及热平衡法。前者是基于数学上的 Taylor 级数展开原理,直接对控制方程的表达式进行展开,而后者则是基于控制容积的能量平衡原理,对微元控制容积列出能量平衡方程(依据热力学第一定律和傅里叶定律)。下面分别加以介绍。

(1) Taylor 级数展开法

以内节点⑥为例,Taylor 级数展开法如下。假定节点沿 x, y 方向分别均分。教材上通过将 4 个邻点对节点 (m, n) 展开的方式,分别导出了 $\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \Big|_{m,n}$ 及 $\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \Big|_{m,n}$ 的表达式。这里给出另外一种方法(如图 4-3):

$$\frac{\partial t}{\partial x} \Big|_{m+\frac{1}{2},n} = \lim_{\Delta x \rightarrow \infty} \frac{t_{m+1,n} - t_{m,n}}{\Delta x} \approx \frac{t_{m+1,n} - t_{m,n}}{\Delta x} \quad (4-2a)$$

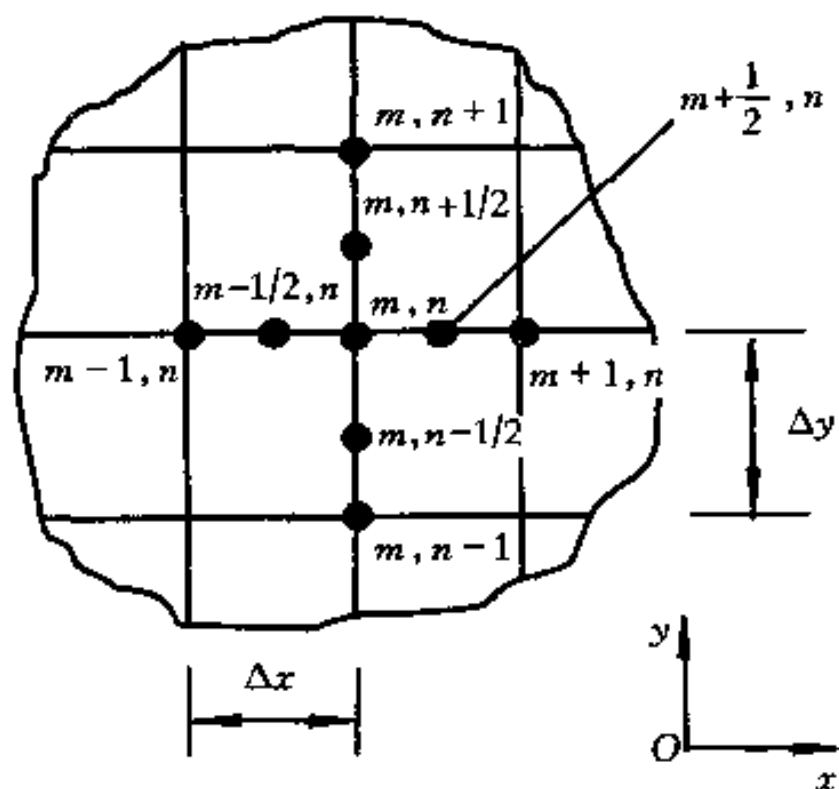


图 4-3 Taylor 级数展开法

同理：
$$\left. \frac{\partial t}{\partial x} \right|_{m-\frac{1}{2},n} = \frac{t_{m,n} - t_{m-1,n}}{\Delta x} \quad (4-2b)$$

故：
$$\left. \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right|_{m,n} = \frac{\left. \frac{\partial t}{\partial x} \right|_{m+\frac{1}{2},n} - \left. \frac{\partial t}{\partial x} \right|_{m-\frac{1}{2},n}}{\Delta x} = \frac{t_{m+1,n} + t_{m-1,n} - 2t_{m,n}}{\Delta x^2} \quad (4-2c)$$

同理：
$$\left. \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right|_{m,n} = \frac{t_{m,n+1} + t_{m,n-1} - 2t_{m,n}}{\Delta y^2} \quad (4-2d)$$

将(4-2c),(4-2d)代入式(4-1)中得

$$\frac{t_{m+1,n} - 2t_{m,n} + t_{m-1,n}}{\Delta x^2} + \frac{t_{m,n+1} - 2t_{m,n} + t_{m,n-1}}{\Delta y^2} = 0 \quad (4-2e)$$

上式与教材式(4-2)相同。

(2) 热平衡法

对内部节点,教材已通过推导得出了教材式(4-3),其结论与 Taylor 级数展开法相同。能量平衡法的本质是导热傅里叶定律及能量守恒定律的具体体现。以含有内热源的内角顶(图 4-4 中节点(m, n))为例,导出其离散方程如下:

$$\begin{aligned} & \lambda \Delta y \frac{t_{m-1,n} - t_{m,n}}{\Delta x} + \lambda \Delta x \frac{t_{m,n+1} - t_{m,n}}{\Delta y} + \\ & \lambda \frac{\Delta y}{2} \frac{t_{m+1,n} - t_{m,n}}{\Delta x} + \lambda \frac{\Delta x}{2} \frac{t_{m,n-1} - t_{m,n}}{\Delta y} + \\ & \frac{3}{4} \Delta x \Delta y \phi_{m,n} + \left(\frac{\Delta x}{2} + \frac{\Delta y}{2} \right) h_1 (t_{fl} - t_{m,n}) = 0 \end{aligned} \quad (4-3)$$

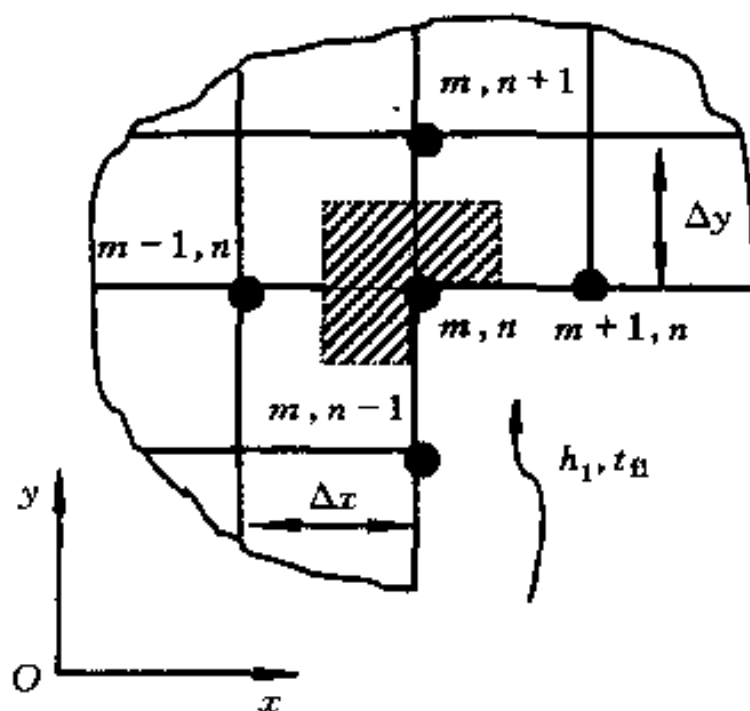


图 4-4 内角顶的离散示意图

同理可以导出其他几种类型边界节点的离散方程。

4. 代数方程的最终形式及求解方法:

(1) 代数方程的形式

建立在合理的物理模型及数学模型基础上的,并且数值解往往有误差,这种误差随着节点数目的增加而减小,因此数值求解时应得出满足工程精度的与网格无关的解。检验数值解正确与否的标准一般有 3 个,即:实验结果、分析解及某些特定问题公认的基准解。

4.1.3 非稳态导热问题数值解法

1. 物理问题及数学描写

考察初始均匀温度为 t_0 的一维无限大平板的非稳态导热问题,设平板厚度为 2δ ,无内热源,常物性两侧处于表面传热系数 h ,流体温度为 t_f 的环境中,在直角坐标系下的数学描写为:

$$\begin{cases} \frac{\partial t}{\partial \tau} - a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \\ x = 0; \frac{\partial t}{\partial x} = 0 \\ x = \delta; -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} = h(t - t_f) \\ \tau = 0; t = t_0 \end{cases} \quad (4-6)$$

2. 时间和空间区域的离散

如图 4-6 所示,该问题在空间方向的离散网格间距为 Δx ,在时间方向的离散间距为 $\Delta \tau$ 。由于问题对称,取一半作为研究对象。

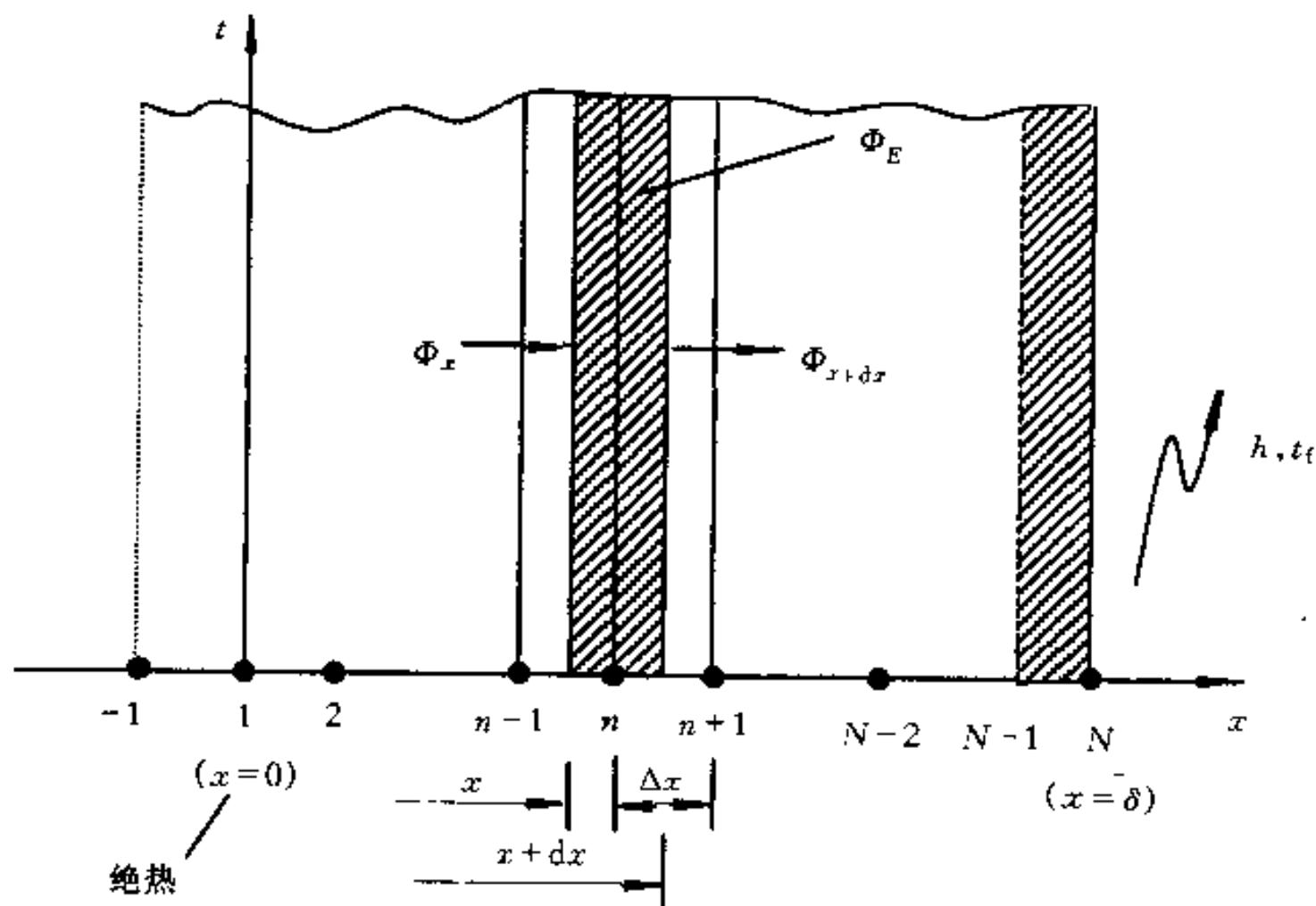


图 4-6 一维非稳态导热数值解(空间离散)

3. 节点离散方程的建立

同稳态导热一样,节点离散的方法仍有 Taylor 级数展开法和热平衡法两种。这里着重介绍热平衡法。

(1) 内节点 n

如图 4-6, 节点 n 的热平衡可有:

$$\Phi_x - \Phi_{x+\Delta x} = \Phi_E$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi_x = \lambda A \frac{t_{n-1}^{(i)} - t_n^{(i)}}{\Delta x} \\ \Phi_{x+\Delta x} = \lambda A \frac{t_n^{(i)} - t_{n+1}^{(i)}}{\Delta x} \\ \Phi_E = \rho c A \Delta x \frac{t_n^{(i+1)} - t_n^{(i)}}{\Delta \tau} \end{array} \right.$$

其中 Φ_x 及 $\Phi_{x+\Delta x}$ 分别表示从 x 及 $x+\Delta x$ 位置导入及导出微元体的热量, Φ_E 为微元体热力学能的增量, A 为垂直 x 方向的面积, n 表示节点, i 表示时刻。故

$$t_n^{(i+1)} = \frac{a\Delta\tau}{\Delta x^2} (t_{n+1}^{(i)} + t_{n-1}^{(i)}) + \left[1 - \frac{2a\Delta\tau}{\Delta x^2} \right] t_n^{(i)} \quad (4-7)$$

(2) 边界节点

① 对流边界 ($x=\delta$, 节点 N)

见图 4-6 对节点 N 可列如下热平衡方程:

$$\lambda \frac{t_{N-1}^{(i)} - t_N^{(i)}}{\Delta x} + h(t_f - t_N^{(i)}) = \rho c \frac{\Delta x}{2} \frac{t_N^{(i+1)} - t_N^{(i)}}{\Delta \tau}$$

即:
$$t_N^{(i+1)} = t_N^{(i)} \left(1 - \frac{2h\Delta\tau}{\rho c \Delta x} - \frac{2a\Delta\tau}{\Delta x^2} \right) + \frac{2a\Delta\tau}{\Delta x^2} t_{N-1}^{(i)} + \frac{2h\Delta\tau}{\rho c \Delta x} t_f \quad (4-8)$$

② 对称边界 ($x=0$, 节点 1)

由于对称边界 $x=0$ 处有 $\frac{\partial t}{\partial x} = 0$, 因此边界节点方程有两种可能性:

a. 当计算区域在空间方向取 $i=1 \sim N$ 时:

$$t_1 = t_2 \quad (4-9)$$

b. 当计算区域在空间方向取 $i=-1 \sim N$ 时:

$$t_{-1} = t_2 \quad (4-10)$$

4. 两种格式及其稳定性

(1) 显式格式

上述离散方程中, 对时间项(即非稳态项)取如下的离散形式:

$$\left. \frac{\partial t}{\partial \tau} \right|_{n,i} = \frac{t_n^{(i+1)} - t_n^{(i)}}{\Delta \tau} \quad (4-11)$$

而对导热项的空间离散均取 (i) 时层的值, 这种格式称为显式格式。得到关于内节点形如式(4-7)所示的离散方程。根据稳定性要求, 即节点 $t_n^{(i)}$ 前面的系数不小于零(否则会出现不合理的振荡结果), 即 $1 - \frac{2a\Delta\tau}{\Delta x^2} \geq 0$, $Fo_{\Delta} = \frac{a\Delta\tau}{\Delta x^2} \leq \frac{1}{2}$ 。

同样, 对边界节点 N (图 4-6), 其离散结果为式(4-8), 要求 $Fo_{\Delta} \leq \frac{1}{2(1+Bi_{\Delta})}$ 。

(2) 隐式格式

如果对方程中的非稳态项仍取式(4-11)所示的离散形式, 而对空间离散时取 $(i+1)$ 时层的值, 则称为隐式格式。此时对内节点, 式(4-7)将成为:

$$\left(1 + \frac{2a\Delta\tau}{\Delta x^2} \right) t_n^{(i+1)} = \frac{a\Delta\tau}{\Delta x^2} (t_{n-1}^{(i+1)} + t_{n+1}^{(i+1)}) + t_n^{(i)} \quad (4-12)$$

对边界节点 N , (4-8)式将成为:

$$t_N^{(i+1)} \left(1 + \frac{1}{Bi_\Delta} + \frac{1}{2Fo_\Delta Bi_\Delta} \right) = t_{N-1}^{(i+1)} \frac{1}{Bi_\Delta} + t_N^{(i)} \frac{1}{2Bi_\Delta Fo_\Delta} + t_f \quad (4-13)$$

根据稳定性要求,式(4-12)与(4-13)中 $t_n^{(i)}$ 及 $t_N^{(i)}$ 前面的系数均大于零,因而隐式格式绝对稳定。

4.2 重点与难点

4.2.1 物理问题及数学描写

对物理问题进行合理的简化之后,得出正确的数学描写(方程及边界条件、初始条件等)。这是数值解正确与否的前提。读者应能充分利用能量守恒定律及傅里叶定律等对物理问题的微元体列出相应的方程,忽略次要矛盾,抓住主要矛盾。类似于教材式(2-7)的导热微分方程式是导热问题的通式,具体导热问题可作相应简化,如是否有内热源,是否常物性,是否稳态,问题的维数(一维,二维还是三维)等等。至于边界条件和初始条件的数目,亦与具体问题有关,一般地讲,某一变量(对导热问题,如温度 t)在某一坐标或时间方向(如 x 或 τ)所需边界条件的数目,是该变量在该方向最高阶导数的阶数。如对形如 $\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0$ 的二维稳态无内热源的导热问题,在 x, y 方向各需两个边界条件。

4.2.2 节点离散方程的建立

重点应掌握用热平衡方法获得节点的离散方程。其本质是对节点所代表的控制容积采用傅里叶定律及能量守恒定律。在实际运用此法时应注意以下各点:

- (1) 该问题是否有内热源? 如有,应将内热源强度 ϕ 与节点所代表的控制容积体积相乘,一般将内热源处理成加给控制容积的热量;
- (2) 注意边界条件的性质,一般有等温、等热流、绝热和对流等形式。对上述各种不同形式的边界节点列热平衡方程时,应注意热量作用的面积。
- (3) 对稳态问题,所有进入控制容积的热量之和为零;对非稳态问题,则进入控制容积的热量等于该容积在微元时刻的热力学能增量。
- (4) 对边界条件为第一类时的导热问题,只有内节点离散方程,而无边界节点离散方程。
- (5) 对对流边界,式(4-3)中的 $q_w = h(t_f - t_{m,n})$;而对绝热边界节点, $q_w = 0$ 。
- (6) 对曲线边界,用阶梯形的折线来模拟真实边界。

4.2.3 Taylor 级数展开法和热平衡法的比较

- (1) Taylor 级数展开法只从数学角度推导,而热平衡法则从能量守恒的角度来分析,物理概念清晰,推导过程简捷,读者应很好掌握;
- (2) Taylor 级数展开法可方便地列出内节点离散方程,但对边界节点则比较困难;
- (3) 当导热体材料物性($\lambda, \rho c$ 等)或内热源 ϕ 分布不均匀时, Taylor 级数展开法束手无策,而热平衡法则处理起来比较方便。

4.2.4 导热量的计算

以图 4-7 所示的二维无内热源稳态导热问题,采用直角坐标为例,假定 i 和 j 方向各有 L 和 M 个节点,则通过矩形区域左边界(即 $i=1$)的热流量可分别从导热和对流换热的角度加以计算。

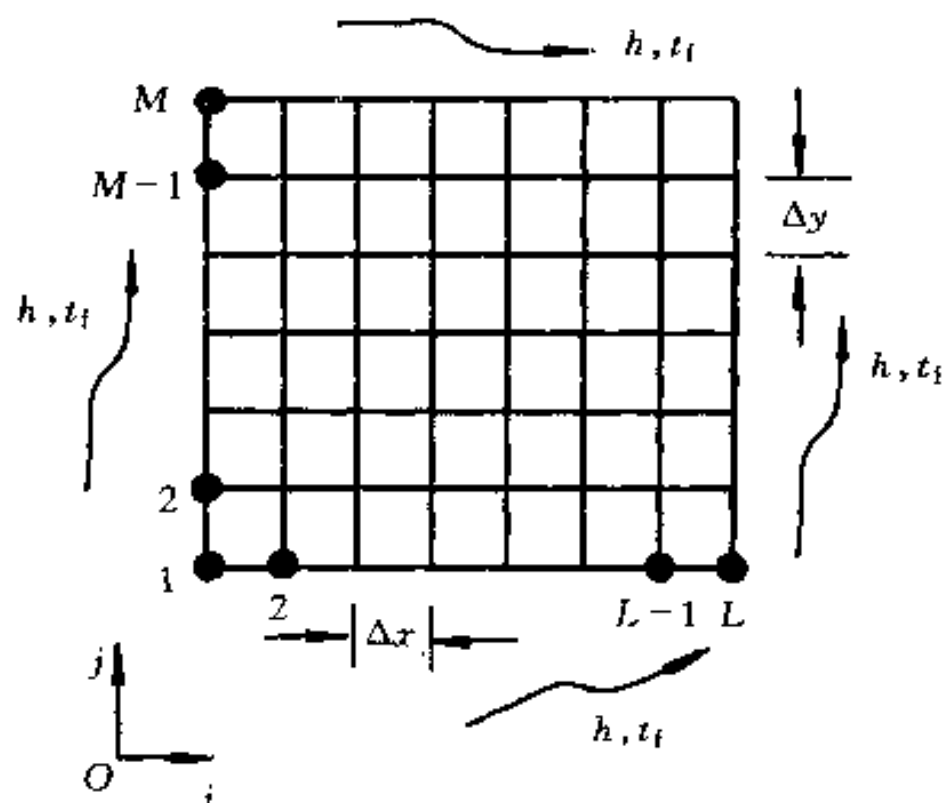


图 4-7 导热量计算方法示意图

从导热的傅里叶定律角度:

$$\Phi = \sum_{j=2}^{M-1} \lambda \Delta y \frac{t(1,j) - t(2,j)}{\Delta x} \quad (4-14)$$

而从对流换热角度,则有:

$$\begin{aligned} \Phi = \sum_{j=2}^{M-1} h \Delta y [t_f - t(1,j)] + h \frac{\Delta y}{2} [t_f - t(1,1)] \\ + h \frac{\Delta y}{2} [t_f - t(1,M)] \end{aligned} \quad (4-15)$$

注意式(4-14)与(4-15)相比,没有计及两个角点的导热量,其原因是两个角点(1,1)和(1,M)的控制容积没有直接与内节点相连的公共部分,因而导热量为零。当节点数趋于无穷大时,显然两角点的影响将可忽略不计。

4.2.5 非稳态导热数值解法

(1) 读者应注意非稳态导热数值解法在数值处理方法上与稳态导热的不同之处。①由于非稳态导热引入了非稳态项,因而在处理上除应对空间坐标进行离散外,还应对时间坐标进行离散。②温度不仅是空间的函数,而且是时间的函数。在每一处理时层上,相当于求解一个稳态导热问题。③对时间项(非稳态项)的离散还存在两种不同的格式,即显式格式与隐式格式。

(2) 采用隐式格式求解非稳态导热问题时,不存在稳定性问题。而采用显式格式时,则有稳定性条件。因为在方程离散过程中对时间项的一阶导数采用向前差分,从而导致离散方程系数可能出现负值。由教材式(4-21)知,内节点稳定性要求 $Fo_0 = \frac{a \Delta \tau}{\Delta x^2} \leq \frac{1}{2}$,则在相同的空间坐标网格(即 Δx)下,必须采用较小的时间网格步长 $\Delta \tau$,而 $\Delta \tau$ 的减小则意味着计算工作量的

大大增加。同时,由教材式(4-21)和(4-22)可知,边界节点对时间网格步长的要求显然比内节点更加苛刻。

4.3 典型题精解

本节的典型题主要有:关于数值解法的基本思想及数值解法的主要特点;节点离散方程的建立(重点是热平衡方法)及显式差分格式的稳定性;针对具体问题利用数值解法的主要思路,求解具体导热问题的温度分布及热量等。

例 4-1 什么是高斯-赛德尔迭代法?试以三元方程组为例叙述该方法的实施步骤。是否利用高斯-赛德尔迭代法就一定能得到收敛的解?如不能,如何保证得到收敛的解?

解 设三元方程组如下:

$$\begin{cases} a_{11}t_1 + a_{12}t_2 + a_{13}t_3 = b_1 \\ a_{21}t_1 + a_{22}t_2 + a_{23}t_3 = b_2 \\ a_{31}t_1 + a_{32}t_2 + a_{33}t_3 = b_3 \end{cases} \quad (4-16a)$$

其中 t_1, t_2, t_3 为待求温度值。 $a_{ij} (i=1,2,3, j=1,2,3)$ 及 $b_i (i=1,2,3)$ 为已知的系数值。将式(4-16a)改写成:

$$\begin{cases} t_1 = \frac{1}{a_{11}}(b_1 - a_{12}t_2 - a_{13}t_3) \\ t_2 = \frac{1}{a_{22}}(b_2 - a_{21}t_1 - a_{23}t_3) \\ t_3 = \frac{1}{a_{33}}(b_3 - a_{31}t_1 - a_{32}t_2) \end{cases} \quad (4-16b)$$

假定迭代初场 $t_1^{(0)}, t_2^{(0)}, t_3^{(0)}$, 其中上标“0”表示迭代次数。由式(4-16b)逐一计算出新的温度值 $t_1^{(1)}, t_2^{(1)}, t_3^{(1)}$ 。注意每次计算时均用新的温度 t 代入,如计算 $t_3^{(1)}$ 时,式(4-16b)中代入的是 $t_1^{(1)}$ 和 $t_2^{(1)}$ 。即:

$$t_3^{(1)} = \frac{1}{a_{33}}(b_3 - a_{31}t_1^{(1)} - a_{32}t_2^{(1)})$$

重复上述步骤,直到相邻两次迭代值之差小于设定的允许值为止。以上是高斯-赛德尔迭代法的实施步骤。

利用高斯-赛德尔迭代法未必能得到方程的收敛解,因为要求每一迭代变量的系数应大于或等于该式中其他变量的系数绝对值的代数和,即对角占优。以上述式(4-16b)为例,要求:

$$\begin{cases} (|a_{12}| + |a_{13}|) \leq a_{11} \\ (|a_{21}| + |a_{23}|) \leq a_{22} \\ (|a_{31}| + |a_{32}|) \leq a_{33} \end{cases}$$

这样方程组才可获得收敛的解。可以证明,在构造导热微分方程的离散形式时,若每一方程均采用导出该方程的中心节点的温度作为迭代变量,则对角占优条件一定满足,即可获得收敛的解。

例 4-2 非稳态导热采用显式格式时计算时会出现不稳定性,试述不稳定性的物理含义。如何防止这种不稳定性?

解 在非稳态导热方程离散时,若在方程推导过程中温度对时间的一阶导数采用向前差分法,在离散方程系数中出现负值的可能性。因出现负值,该点温度在上一时刻温度越高,则下一时刻温度将越低,甚至会出现比周围节点温度还要低的现象,这违背了热力学第二定律。为防止这种导致数值计算不稳定性的现象发生,则要求空间网格 Δx 和时间网格 $\Delta \tau$ 的选取必须满足一定的条件,从而使离散系数中不出现负值。

例 4-3 图 4-8 示出极坐标系中二维、常物性、无内热源的非稳态导热体。试利用热平衡法列出节点 (i, j) 的离散方程式。网格划分如图所示。

解 利用热平衡方法,对 (i, j) 节点列出能量平衡式,有:

$$\Phi_{in} = \Delta E \quad (4-17a)$$

其中 Φ_{in} 为所有相邻节点导入热量的总和, ΔE 为在 $\Delta \tau$ 时间段内,控制容积热力学能的增量。由

$$\Delta E = \rho c V \frac{t_{i,j}^{(k+1)} - t_{i,j}^{(k)}}{\Delta \tau} = \rho c \Delta r r_j \Delta \varphi \frac{t_{i,j}^{(k+1)} - t_{i,j}^{(k)}}{\Delta \tau} \quad (4-17b)$$

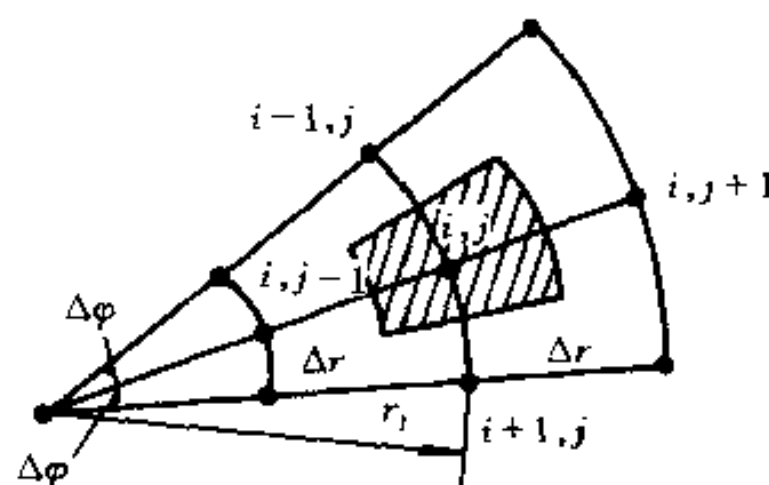


图 4-8 例 4-3 示意图

$$\begin{aligned} \Phi_{in} = & \lambda \Delta \varphi \left(r_j - \frac{\Delta r}{2} \right) \frac{t_{i,j-1}^{(k)} - t_{i,j}^{(k)}}{\Delta r} + \lambda \Delta \varphi \left(r_j + \frac{\Delta r}{2} \right) \frac{t_{i,j+1}^{(k)} - t_{i,j}^{(k)}}{\Delta r} \\ & + \lambda \Delta r \frac{t_{i-1,j}^{(k)} - t_{i,j}^{(k)}}{r_j \Delta \varphi} + \lambda \Delta r \frac{t_{i+1,j}^{(k)} - t_{i,j}^{(k)}}{r_j \Delta \varphi} \end{aligned} \quad (4-17c)$$

由式(4-17a), (4-17b), (4-17c)得:

$$\begin{aligned} \rho c r_j \Delta r \Delta \varphi \frac{t_{i,j}^{(k+1)} - t_{i,j}^{(k)}}{\Delta \tau} = & \lambda \left(\Delta \varphi \left(r_j - \frac{\Delta r}{2} \right) \frac{t_{i,j-1}^{(k)} - t_{i,j}^{(k)}}{\Delta r} + \Delta \varphi \left(r_j + \frac{\Delta r}{2} \right) \frac{t_{i,j+1}^{(k)} - t_{i,j}^{(k)}}{\Delta r} \right. \\ & \left. + \Delta r \frac{t_{i-1,j}^{(k)} - t_{i,j}^{(k)}}{r_j \Delta \varphi} + \Delta r \frac{t_{i+1,j}^{(k)} - t_{i,j}^{(k)}}{r_j \Delta \varphi} \right) \end{aligned}$$

即:

$$\begin{aligned} \frac{t_{i,j}^{(k+1)} - t_{i,j}^{(k)}}{\Delta \tau} = & a \left(\frac{\left(r_j - \frac{\Delta r}{2} \right) t_{i,j-1}^{(k)} - t_{i,j}^{(k)} + \left(r_j + \frac{\Delta r}{2} \right) t_{i,j+1}^{(k)} - t_{i,j}^{(k)}}{r_j \Delta r^2} \right. \\ & \left. + \frac{t_{i-1,j}^{(k)} - t_{i,j}^{(k)}}{(r_j \Delta \varphi)^2} + \frac{t_{i+1,j}^{(k)} - t_{i,j}^{(k)}}{(r_j \Delta \varphi)^2} \right) \end{aligned} \quad (4-17d)$$

讨论:

式(4-17d)可改写成:

$$\begin{aligned} \frac{t_{i,j}^{(k+1)} - t_{i,j}^{(k)}}{\Delta \tau} = & a \left(\frac{t_{i,j-1}^{(k)} - 2t_{i,j}^{(k)} + t_{i,j+1}^{(k)}}{\Delta r^2} + \frac{1}{r_j} \frac{t_{i,j+1}^{(k)} - t_{i,j-1}^{(k)}}{2\Delta r} \right. \\ & \left. + \frac{t_{i+1,j}^{(k)} - 2t_{i,j}^{(k)} + t_{i-1,j}^{(k)}}{(r_j \Delta \varphi)^2} \right) \end{aligned} \quad (4-17e)$$

式(4-17e)即离散化以后的方程在 (i, j) 节点的离散方程式。可以看出, (4-17e) 式与直接将该问题的控制方程

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} \right) \quad (4-17f)$$

对非稳态项 $\frac{\partial t}{\partial \tau}$ 采用向前差分, $\frac{\partial^2 t}{\partial r^2}$ 及 $\frac{\partial^2 t}{\partial \phi^2}$ 采用中心差分后的离散结果(即 Taylor 级数展开)是一致的。

例 4-4 二维、无内热源常物性的非稳态导热问题具有对流边界条件的外角顶如图 4-9 所示。试列出角顶 0 点的显式离散方程, 并指出其稳态性判据(设 $\Delta x = \Delta y$)。

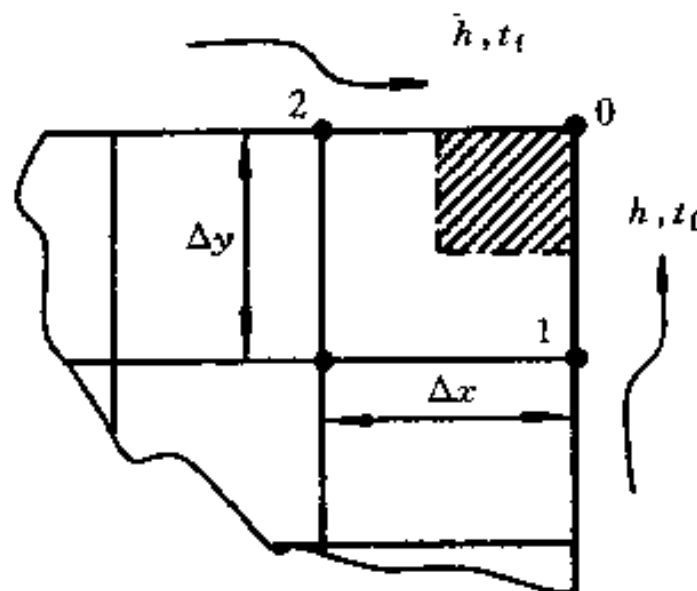


图 4-9 例 4-4 示意图

解 利用能量平衡法。对 0 点所代表的控制容积, 有

$$Q_{in} = \Delta E \quad (4-18a)$$

其中

$$\Delta E = \rho c V \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau = \rho c \frac{\Delta x}{2} \frac{\Delta y}{2} \frac{t_0^{(k+1)} - t_0^{(k)}}{\Delta \tau} \Delta \tau \quad (4-18b)$$

$$\begin{aligned} Q_{in} &= \left[\lambda \frac{\Delta y}{2} \frac{t_2^{(k)} - t_0^{(k)}}{\Delta x} + \lambda \frac{\Delta x}{2} \frac{t_1^{(k)} - t_0^{(k)}}{\Delta y} - h \left(\frac{\Delta x}{2} + \frac{\Delta y}{2} \right) (t_0^{(k)} - t_f) \right] \Delta \tau \\ &= \left[\lambda \frac{t_2^{(k)} - t_0^{(k)}}{2} + \lambda \frac{t_1^{(k)} - t_0^{(k)}}{2} - h \Delta x (t_0^{(k)} - t_f) \right] \Delta \tau \end{aligned} \quad (4-18c)$$

结合式(4-18a), (4-18b), (4-18c)得:

$$\begin{aligned} \rho c \frac{\Delta x^2}{4} \frac{t_0^{(k+1)} - t_0^{(k)}}{\Delta \tau} &= \lambda \frac{t_2^{(k)} + t_1^{(k)} - 2t_0^{(k)}}{2} - h \Delta x (t_0^{(k)} - t_f) \\ t_0^{(k+1)} &= \frac{\lambda}{\rho c \Delta x^2} \frac{2\Delta \tau}{\Delta x^2} (t_2^{(k)} + t_1^{(k)} - 2t_0^{(k)}) - \frac{h}{\rho c \Delta x} (t_0^{(k)} - t_f) + t_0^{(k)} \\ &= t_0^{(k)} \left(1 - \frac{4h\Delta \tau}{\rho c \Delta x} - \frac{4a\Delta \tau}{\Delta x^2} \right) + \frac{2a\Delta \tau}{\Delta x^2} (t_2^{(k)} + t_1^{(k)}) + \frac{4h\Delta \tau}{\rho c \Delta x} t_f \end{aligned} \quad (4-9d)$$

即:

$$t_0^{(k+1)} = t_0^{(k)} (1 - 4Fo - 4FoBi) + 2Fo(t_1^{(k)} + t_2^{(k)}) + 2Bit_f \quad (4-9d)$$

其中:

$$Fo = \frac{a\Delta \tau}{\Delta x^2}, \quad Bi = \frac{h\Delta x}{\lambda}$$

由式(4-18d), 稳定性为:

$$(1 - 4Fo - 4FoBi) \geq 0$$

即:

$$Fo(1 + Bi) \leq \frac{1}{4}$$

例 4-5 试推导图 4-10 中位于邻近曲线边界的节点(m, n)及节点②的稳态导热离散方程式, 假定该导热问题是二维、稳态、无内热源、物性为常数。且设 $\Delta x = \Delta y$ 。

解 节点(m, n)的控制容积如图所示, 注意控制容积边界位于相邻两节点中间。由于是稳态问题, 由能量守恒, 有:

$$\begin{aligned} \lambda \frac{a+1}{2} \Delta x \frac{t_{m,n-1} - t_{m,n}}{\Delta y} + \lambda \frac{b+1}{2} \Delta y \frac{t_{m+1,n} - t_{m,n}}{\Delta x} + \\ \lambda \frac{a+1}{2} \Delta x \frac{t_2 - t_{m,n}}{b\Delta y} + \lambda \frac{b+1}{2} \Delta y \frac{t_1 - t_{m,n}}{a\Delta x} = 0 \end{aligned}$$

化简得:

$$\left(\frac{1}{b+1} \right) t_{m,n-1} + \left(\frac{1}{a+1} \right) t_{m+1,n} + \frac{1}{a(a+1)} t_1 + \frac{1}{b(b+1)} t_2 - \left(\frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) t_{m,n} = 0$$

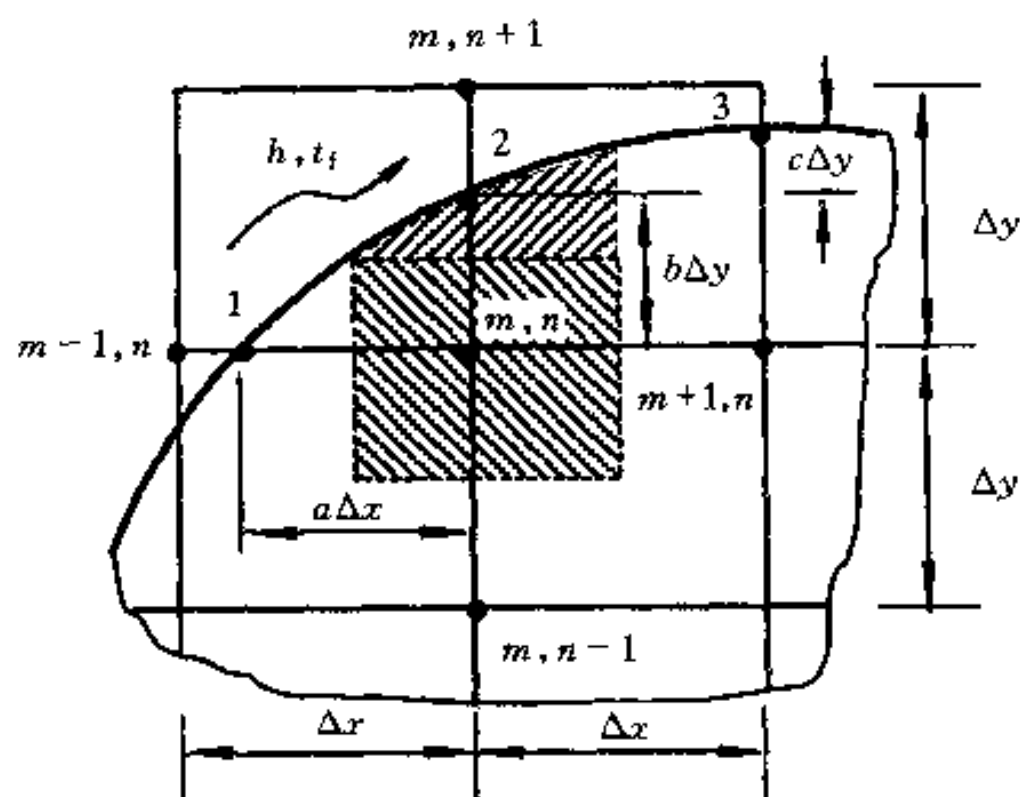


图 4-10 例题 4-5 示意图

对节点 2, 热量传递应包括从节点 1, 3, (m, n) 的导热和边界的对流传热, 则热平衡方程有:

$$\lambda \frac{a+1}{2} \Delta x \frac{t_{m,n} - t_2}{b\Delta y} + \lambda \frac{b\Delta y}{2} \frac{t_1 - t_2}{\sqrt{a^2 + b^2} \Delta x} + \lambda \frac{b\Delta y}{2} \frac{t_3 - t_2}{\sqrt{c^2 + 1} \Delta x} + h \left(\frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{2} + \frac{\sqrt{c^2 + 1}}{2} \right) \Delta x (t_f - t_2) = 0$$

注意上式中 $\frac{b\Delta y}{2}$ 是表示 1 点, 3 点与 2 点的导热面积, 是一种近似。对上式化简可得

$$\left(\frac{a+1}{b} \right) t_{m,n} + \frac{b}{\sqrt{a^2 + b^2}} t_1 + \frac{b}{\sqrt{c^2 + 1}} t_3 + \frac{h\Delta x}{\lambda} (\sqrt{a^2 + b^2} + \sqrt{c^2 + 1}) t_f - \left(\frac{a+1}{b} + \frac{b}{\sqrt{a^2 + b^2}} + \frac{b}{\sqrt{c^2 + 1}} + (\sqrt{a^2 + b^2} + \sqrt{c^2 + 1}) \frac{h\Delta x}{\lambda} \right) t_2 = 0$$

例 4-6 对图 4-11 所示的圆截面直肋的一维稳态、无内热源、常物性导热问题, 试分别列出内节点 m 和端部节点 M 的离散方程式。已知圆截面直径为 d 。

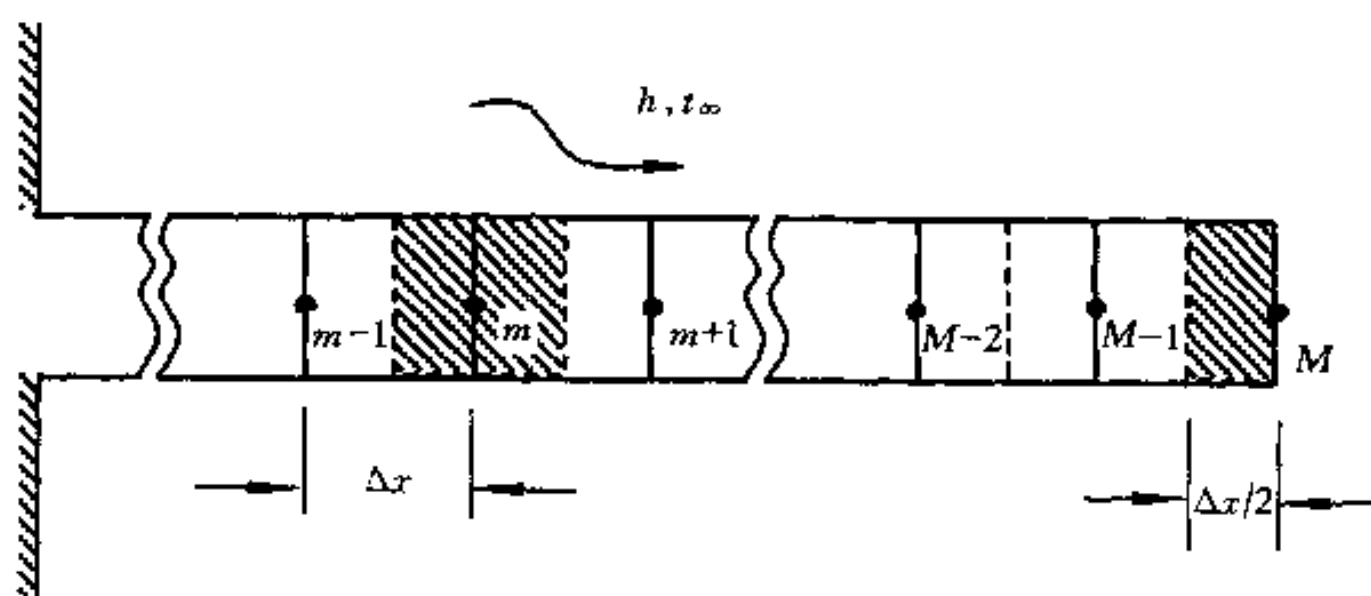


图 4-11 例 4-6 示意图

解 对节点 m , 列热平衡式: (圆截面积 $A_c = \frac{\pi}{4} d^2$, 周长 $P = \pi d$)

$$\lambda A_c \frac{t_{m-1} - t_m}{\Delta x} + \lambda A_c \frac{t_{m+1} - t_m}{\Delta x} + hP\Delta x(t_\infty - t_m) = 0$$

即：
$$t_{m-1} - \left(\frac{hP\Delta x^2}{\lambda A_c} + 2\right)t_m + t_{m+1} + \frac{hP\Delta x^2}{\lambda A_c}t_\infty = 0$$

对节点 M, 有：

$$\lambda A_c \frac{t_{M-1} - t_M}{\Delta x} + hA_c(t_\infty - t_M) + hP \frac{\Delta x}{2}(t_\infty - t_M) = 0$$

即：
$$t_{M-1} - \left(1 + \frac{hP\Delta x^2}{2\lambda A_c} + \frac{h\Delta x}{\lambda}\right)t_M + \frac{hP\Delta x^2}{2\lambda A_c} + \frac{h\Delta x}{\lambda}t_\infty = 0$$

例 4-7 如图 4-12 所示, 一等截面直肋, 高为 $H = 45 \text{ mm}$, 厚 $\delta = 10 \text{ mm}$, 肋根温度 $t_0 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, 流体温度 $t_f = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, 表面传热系数 $h = 50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 肋片导热系数 $\lambda = 50 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 设肋端绝热。将它分成四个节点。试列出节点 2, 3, 4 的离散方程式, 并计算其温度。

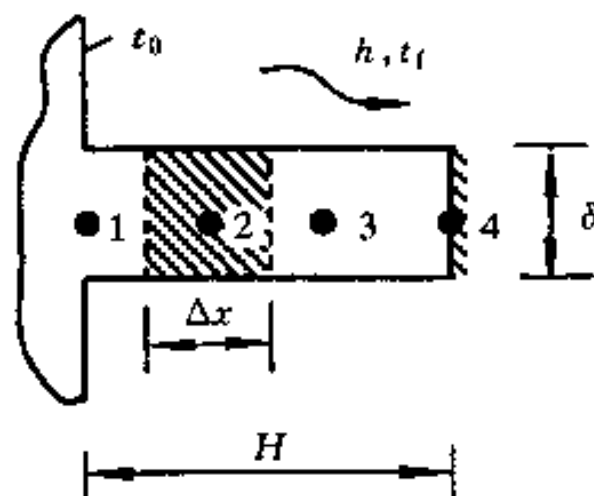


图 4-12 例 4-7 示意图

解 这是一个一维稳态、无内热源、常物性的导热问题。利用热平衡法, 列出节点的离散方程式。对节点 2:

$$\lambda\delta \frac{t_1 - t_2}{\Delta x} + \lambda\delta \frac{t_3 - t_2}{\Delta x} + h2\Delta x(t_f - t_2) = 0$$

对节点 3:

$$\lambda\delta \frac{t_2 - t_3}{\Delta x} + \lambda\delta \frac{t_4 - t_3}{\Delta x} + h2\Delta x(t_f - t_3) = 0$$

对节点 4:

$$\lambda\delta \frac{t_3 - t_4}{\Delta x} + h\Delta x(t_f - t_4) = 0$$

式中 $\Delta x = \frac{H}{3}$ 。将已知条件 ($t_1 = t_0 = 100^\circ\text{C}$) 代入可得如下方程组:

$$\begin{cases} t_3 - 2.045t_2 + 100.9 = 0 \\ t_2 - 2.045t_3 + t_4 + 0.9 = 0 \\ t_3 - 1.0225t_4 + 0.45 = 0 \end{cases}$$

利用迭代法解得:

$$t_2 = 92.2 \text{ }^\circ\text{C}, t_3 = 87.7 \text{ }^\circ\text{C}, t_4 = 86.2 \text{ }^\circ\text{C}$$

与精确解 $\theta = t - t_f = \theta_0 \frac{\text{ch}[m(x-H)]}{\text{ch}(mH)}$ 相比较, 此时

$$\theta_0 = t_0 - t_f = 100 - 20 = 80 \text{ }^\circ\text{C}, m = \sqrt{\frac{hP}{\lambda A_c}} = \sqrt{\frac{hW}{\lambda\delta W}} = \sqrt{\frac{h}{\lambda\delta}} = \sqrt{\frac{50}{50 \times 0.01}} = 10$$

$$H = 0.045$$

$$\begin{cases} x_2 = \frac{H}{3} = 0.015, t_2 = 20 + 80 \frac{\text{ch}[10(0.015 - 0.045)]}{\text{ch}(10 \times 0.045)} = 95.82 \text{ }^\circ\text{C} \\ x_3 = \frac{2H}{3} = 0.03, t_3 = 20 + 80 \frac{\text{ch}[10(0.03 - 0.045)]}{\text{ch}(10 \times 0.045)} = 93.35 \text{ }^\circ\text{C} \\ x_4 = H = 0.045, t_4 = 20 + 80 \frac{1}{\text{ch}(10 \times 0.045)} = 92.53 \text{ }^\circ\text{C} \end{cases}$$

有一定误差,这是由于网格划分太稀造成的。

读者可进一步思考,若肋片端部同为第三类边界条件,即处于表面传热系数亦为 h , 流体温度为 t_f 的对流环境中,其温度分布 t_2, t_3, t_4 比绝热边界条件时高还是低? 可通过数值计算证实你的想法。

例 4-8 厚度为 3 mm, $\lambda = 1.05 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 的玻璃板,底部绝热,顶部暴露在温度为 30°C 的空气中,表面传热系数为 $h = 100 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 宽为 1 mm, 中心相距 30 mm 的电热带紧附在玻璃上表面,每米长电热带发热为 20 W(图 4-13a)。取图中阴影区为计算区域,不计电热带的厚度。试用数值方法确定玻璃中的温度分布。并确定相邻两电热带间自上边界每米长玻璃板散失的热量。取 x, y 方向的网格宽度 $\Delta x = \Delta y = 0.001 \text{ m}$ 。

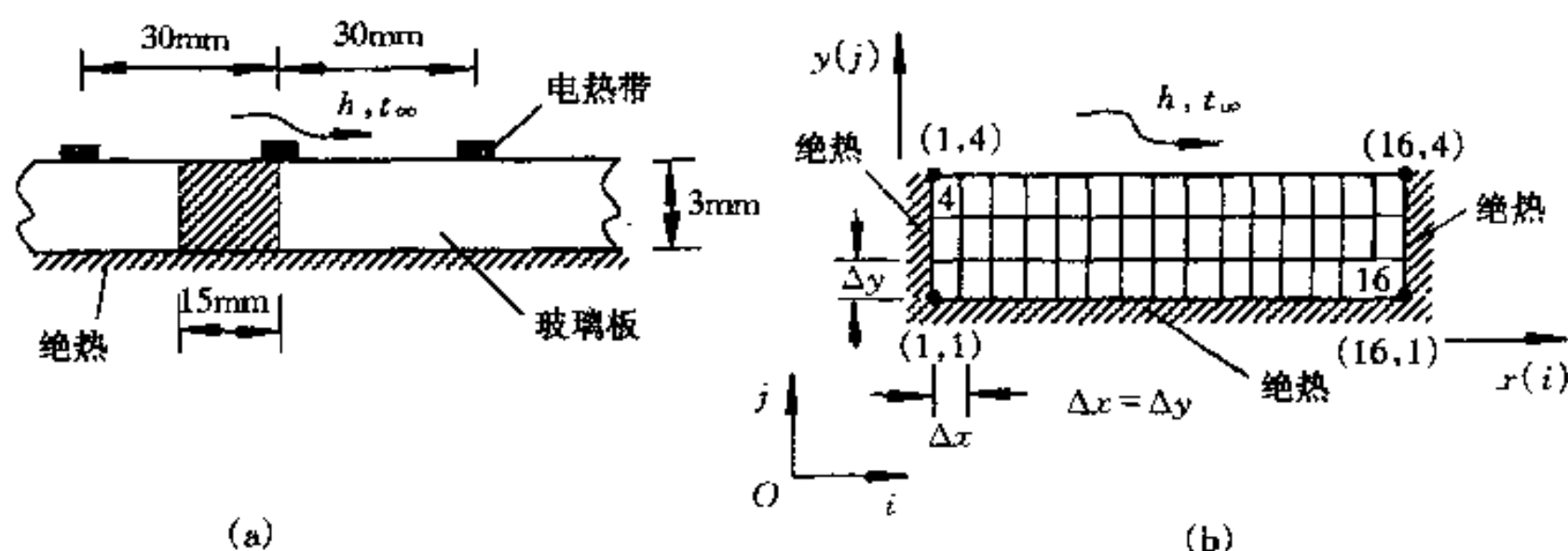


图 4-13 例 4-8 示意图
(a) 问题图示; (b) 网格划分

解 这是一个二维稳态、无内热源、常物性的导热问题。由于问题的对称性,底边和两侧表面均绝热,上部为对流边界。网格划分如图 4-13(b)所示。

所有内节点方程: ($i = 2 \sim 15, j = 2 \sim 3$)

$$t_{i,j} = (t_{i-1,j} + t_{i+1,j} + t_{i,j-1} + t_{i,j+1}) / 4$$

左边界: 节点 ($i = 1, j = 1$)

$$t_{1,1} = (t_{1,2} + t_{2,1}) / 2$$

节点 ($i = 1, j = 4$)

$$t_{1,4} = (t_{1,3} + t_{2,4} + Bi t_\infty) / (2 + Bi)$$

其中 $Bi = \frac{h\Delta x}{\lambda}$

节点 ($i = 1, j = 2 \sim 3$)

$$t_{1,j} = (t_{1,j-1} + t_{1,j+1} + 2t_{2,j}) / 4$$

右边界: 节点 ($i = 16, j = 1$)

$$t_{16,1} = (t_{15,1} + t_{16,2}) / 2$$

节点 ($i = 16, j = 4$)

$$t_{16,4} = (t_{16,3} + t_{15,4} + Bi t_{\infty} + \frac{20}{\lambda}) / (2 + Bi)$$

(此节点外边有内热源)

节点($i = 16, j = 2 \sim 3$)

$$t_{16,j} = (t_{16,j-1} + t_{16,j+1} + 2t_{15,j}) / 4$$

下边界:节点($i = 2 \sim 15, j = 1$)

$$t_{i,1} = (t_{i-1,1} + t_{i+1,1} + 2t_{i,2}) / 4$$

上边界:节点($i = 2 \sim 15, j = 4$)

$$t_{i,4} = (t_{i-1,4} + t_{i+1,4} + 2t_{i,j} + 2Bi t_{\infty}) / (4 + 2Bi)$$

将题中数值代入,求解代数方程可得玻璃温度分布,求解过程从略。待求得温度分布后,可利用下式求得上边界对流散热量:

$$\Phi_l = \left[(t_{1,4} - t_{\infty}) \frac{\Delta x}{2} + (t_{16,4} - t_{\infty}) \frac{\Delta x}{2} + \sum_{i=2}^{15} (t_{i,4} - t_{\infty}) \Delta x \right] h$$

最后得: $\Phi_l = 19.83 \text{ W/m}$ 。可以发现,此值略小于电热带的散热量 20 W ,这是由于数值计算的误差所造成的。若加密计算网格,上述误差将减小。

4.4 自我测验题

1. 试简述用数值解法求解导热问题的基本思路和步骤,并说明与分析解法的异同。
2. 如何检验数值解结果的正确合理性?为什么数值解是近似解?其结果的准确性与哪些因素有关?
3. 在第一类边界条件下,稳态、无内热源导热物体的温度分布与物体的导热系数是否有关?为什么?

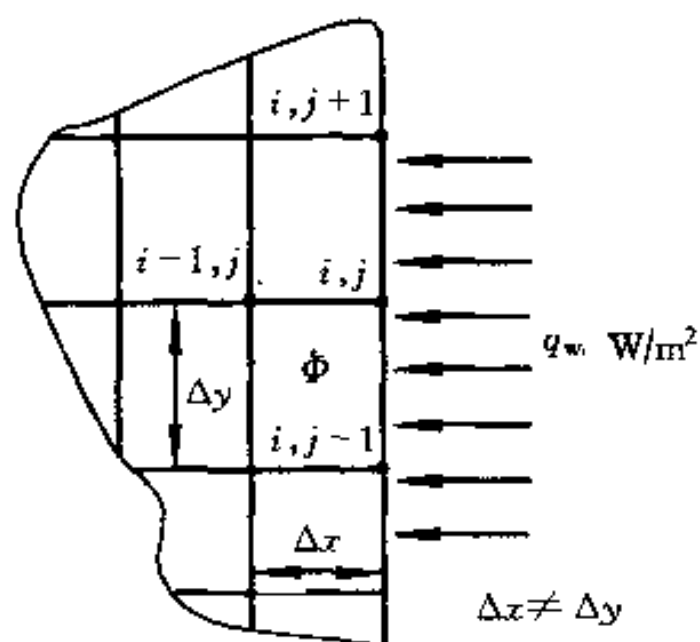


图 4-14 题 4 附图

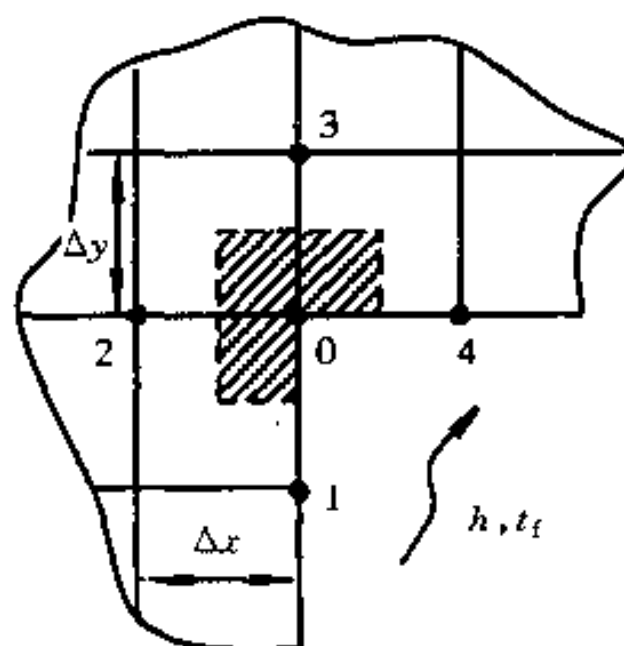


图 4-15 题 5 附图

4. 如图 4-14 所示的二维、稳态、有均匀内热源 ϕ 的导热体,导热系数 λ 为常数。一侧边界受均匀热流 q_w 的作用,试写出节点(i, j)的离散方程。设 $\Delta x \neq \Delta y$ 。

5. 对图 4-15 所示的二维、无内热源、常物性的非稳态导热体,试列出节点 0 的显式离散

方程式,并指出其稳定性判据。设 $\Delta x = \Delta y$ 。

6. 如图 4-16 所示的矩形等截面直肋的稳态导热问题,其处于表面传热系数为 h , 温度为 t_f 的对流环境中,肋的内部含均匀内热源,单位体积内的生成热为 ϕ 。试列出肋片内部节点 m 和端部节点 M 的离散方程式。

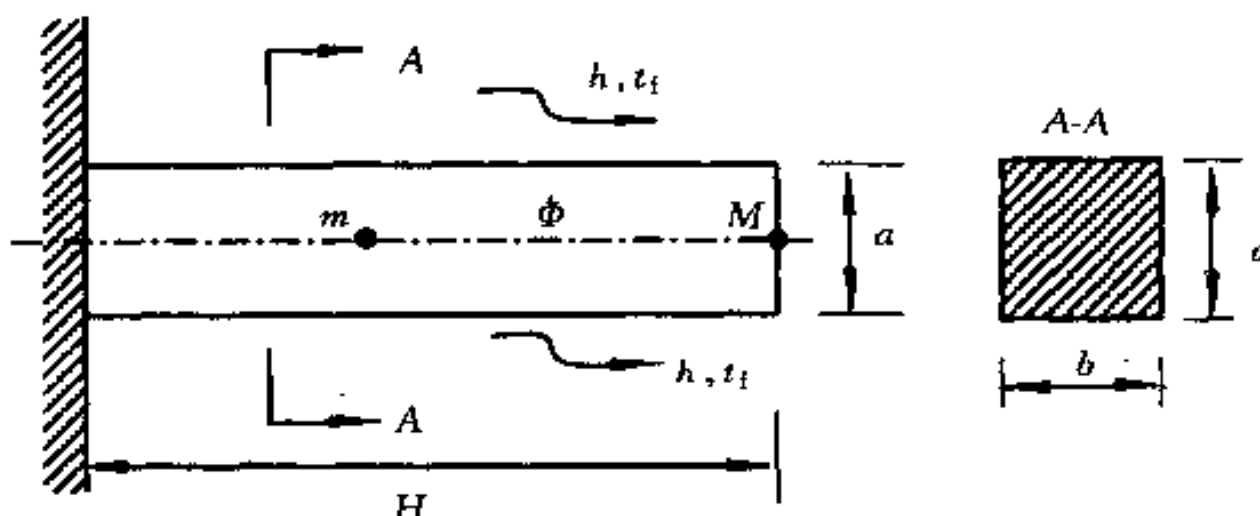


图 4-16 题 6 附图

7. 一圆管截面如图 4-17 所示,其内、外半径分别为 r_1 和 r_2 。设导热仅沿半径(r 方向)进行;且半径方向等分为 3 等分,节点间隔为 Δr 。试分别列出节点 1,2,4 的离散方程。设圆管内部和外部分别处于 h_i, t_{fi} 和 h_o, t_{fo} 的对流环境中。

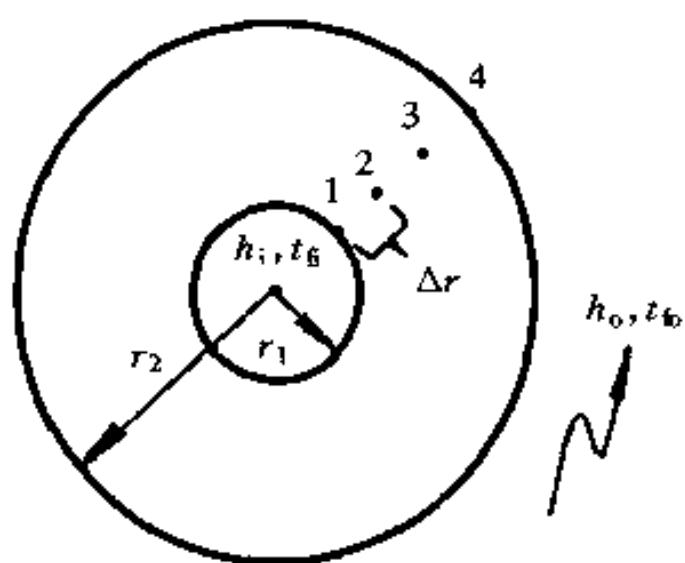


图 4-17 题 7 附图

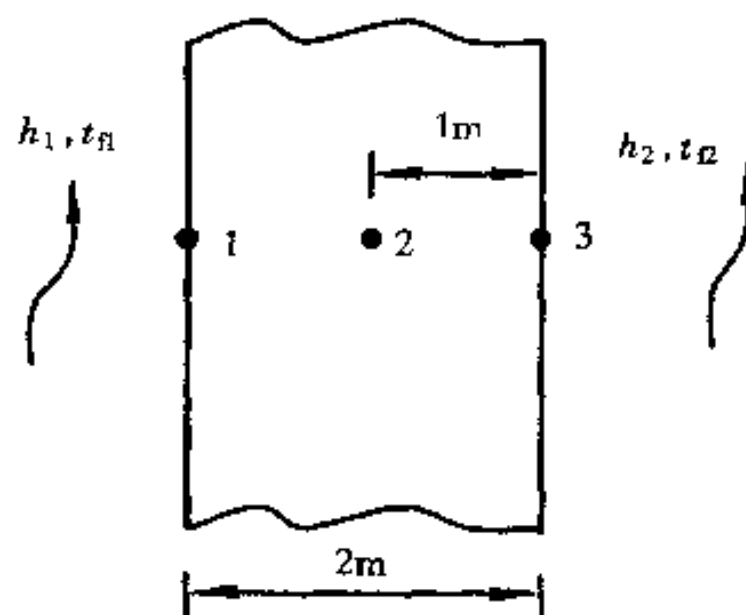


图 4-18 题 8 附图

8. 一无限大平板,厚为 $2m$,沿厚度方向划分为三个等距离节点(如图 4-18)。左侧表面暴露在温度为 $t_{f1} = 100\text{ }^\circ\text{C}$, 表面传热系数 $h_1 = 20\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 的流体中,右侧表面则暴露在温度为 $t_{f2} = 0\text{ }^\circ\text{C}$, 表面传热系数 $h_2 = 5\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 的流体中。平板材料的物性参数如下: $\lambda = 10\text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $a = 1\text{ m}^2/\text{h}$ 。平板初始温度为 $50\text{ }^\circ\text{C}$ 。试确定右表面温度下降到 $37\text{ }^\circ\text{C}$ 所需的时间。

9. 有一二维稳态导热体,物性为常数, $\lambda = 34.6\text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 内部无内热源, x, y 方向均匀网格 $\Delta x = \Delta y = 0.3\text{ m}$ (如图 4-19)。其左边界绝热,上、下边界分别维持在 $t_{w1} = 100\text{ }^\circ\text{C}$ 和 $t_{w2} = 400\text{ }^\circ\text{C}$ 。右边界暴露在 $t_\infty = 50\text{ }^\circ\text{C}$, 表面传热系数为 $h = 56.8\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 的流体中。试确定节点 1,2,3,4,5,6 的温度。并计算垂直纸面方向每米长导热体通过右侧对流边界的散热量。

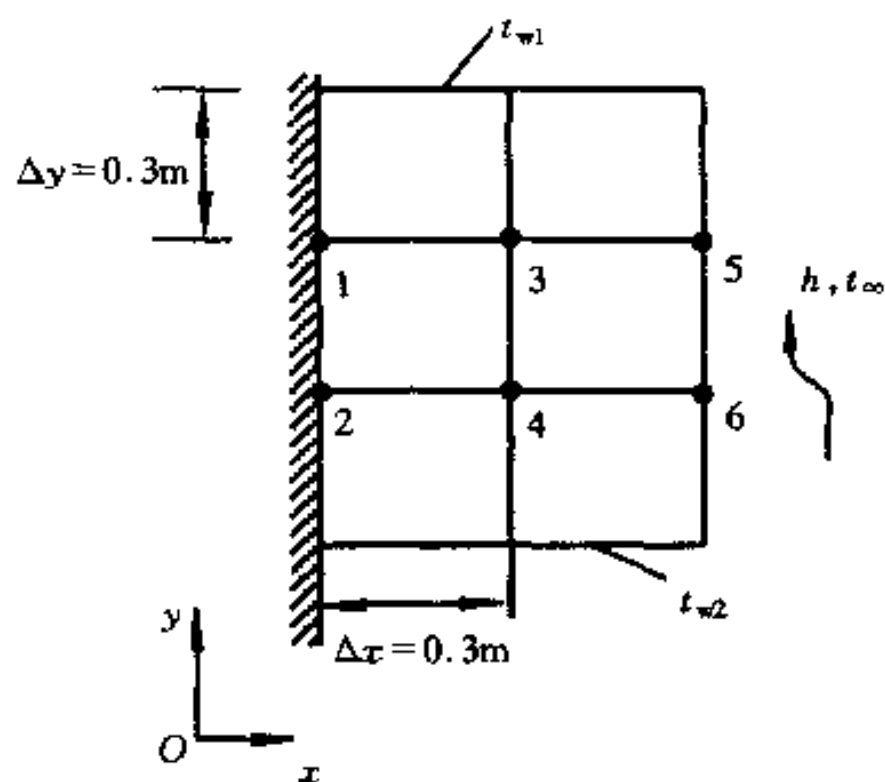


图 4-19 题 9 附图

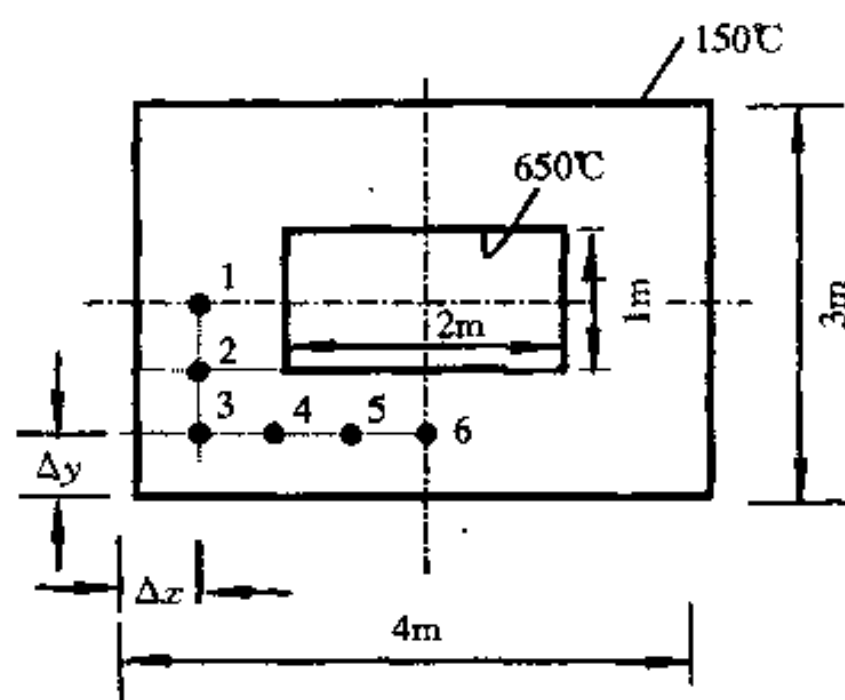


图 4-20 题 11 附图

10. 一导热系数 $\lambda = 36.4 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 厚度为 0.3 m 的钢板, 一侧表面与温度为 $22 \text{ }^\circ\text{C}$ 的空气接触, 表面传热系数为 $130 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$; 另一侧表面与温度为 $232 \text{ }^\circ\text{C}$ 的炉气接触, 表面传热系数为 $710 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。平板内有均匀的内热源 $\phi = 2 \times 10^5 \text{ W}/\text{m}^3$ 。试确定沿板厚度方向的温度分布。设将平板沿厚度方向 6 等分, 共 7 个节点。

11. 烟道墙内、外壁分别维持在 $650 \text{ }^\circ\text{C}$ 和 $150 \text{ }^\circ\text{C}$, 墙体由导热系数为 $1.4 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 的材料砌成。墙体尺寸及 $1/4$ 角的网格划分如图 4-20 所示。试确定节点 1~6 的温度分布及通过每米长该墙的热流量。如果内壁与温度为 $650 \text{ }^\circ\text{C}$, 表面传热系数为 $100 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的流体接触, 而外壁与温度为 $150 \text{ }^\circ\text{C}$, 表面传热系数 $10 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的流体接触, 试重新计算温度分布和散热量。

12. 直径为 3 mm , 长为 100 mm 的钢棒, 初温为 $200 \text{ }^\circ\text{C}$, 突然被浸入温度为 $40 \text{ }^\circ\text{C}$, 表面传热系数为 $50 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的流体中, 棒的一端保持为 $200 \text{ }^\circ\text{C}$ 。试用数值方法计算历时 100 s 后棒的温度分布及此时刻的热损失。已知钢的物性参数: $\lambda = 50 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $\rho = 7800 \text{ kg}/\text{m}^3$, $c = 0.47 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。计算时沿棒长度方向取 4 个节点。

第5章 对流换热

通过本章的学习,读者应从定性上熟练掌握对流换热的机理及其影响因素,边界层概念及其应用,以及在相似理论指导下的实验研究方法,进一步提出针对具体换热过程的强化传热措施;从定量上,读者应能正确选择实验关联式计算几种典型的无相变换热(管槽内强制对流、外掠平板、单管及管束强制对流、大空间及有限空间自然对流等)的表面传热系数及换热量。

5.1 基本知识点

5.1.1 对流换热概说

1. 何谓对流换热

对流换热即流体流过固体壁面时由于流体和固体表面的温度差所导致的热量交换现象。在对流换热中,流体与固体壁面必须直接接触,且导热和对流同时起作用。牛顿冷却公式 $q = h\Delta t$ 是计算对流换热量的基本公式,但它仅仅是表面传热系数 h 的定义式。 h 是与具体换热过程有关的量,它不是物性参数,其单位为 $W/(m^2 \cdot K)$ 。研究对流换热的目的是揭示表面传热系数与影响它的有关量之间的内在关系,并能定量计算对流换热的表面传热系数 h 。

2. 影响对流换热的因素

(1) 流体流动的起因,流体流动可以由外部动力源引起,也可能是由于流体内部的密度差引起,它们分别对应为强制对流换热和自然对流换热。

(2) 流体流动的状态,根据粘性流体流动存在着层流和湍流两种状态,可有层流和湍流换热,二者的换热强度不同。

(3) 换热面的几何因素,换热面的形状、大小、相对位置及表面粗糙度直接影响着流体和壁面间的对流换热。

(4) 流体有无发生相变,一般而言,同种流体发生相变的换热强度比无相变时大得多。

(5) 流体的物理性质,如密度 ρ ,动力粘度 η ,导热系数 λ 等。

可以看出,表面传热系数可看成如下参量的函数

$$h = f(\rho, c_p, \eta, \lambda, r, u, l, t_m, \phi) \quad (5-1)$$

其中 ϕ 表示几何因素的影响, r 为汽化潜热。

3. 对流换热的分类及研究方法

教材图 5-2 清晰地显示了对流换热的分类。本书所要求的重点在于管槽内的强制对流换热、外掠单管及管束的强制对流换热、大空间自然对流换热、竖壁和横管的膜状凝结换热及大容器饱和沸腾换热。研究对流换热的方法有实验方法、分析方法、数值解法等。本章主要介绍基于相似理论指导下的实验方法,对分析方法亦做了介绍。

4. 用分析方法求解对流换热问题的实质

同导热问题一样,用分析方法求解对流换热问题的实质是获得流体内的温度分布和速度分布,尤其是近壁处流体内的温度分布和速度分布。并且,分析求解的前提是列出正确的数学描写。在已知流体内的温度分布后,即可按如下的换热微分方程获得壁面局部的表面传热系数

$$h_x = - \frac{\lambda}{\Delta t} \left. \frac{\partial t}{\partial y} \right|_{y=0,x} \quad (5-2)$$

由上式可有 $h_x \Delta t = - \lambda \left. \frac{\partial t}{\partial y} \right|_{y=0,x}$, 注意此式与导热问题的第三类边界条件是有区别的,其中 λ 为流体的导热系数, $\left. \frac{\partial t}{\partial y} \right|_{y=0,x}$ 为近壁流体的温度梯度,而在第三类边界条件下的 λ 为导热固体的导热系数, $\left. \frac{\partial t}{\partial y} \right|_{y=0,x}$ 为近壁固体的温度梯度。式(5-2)是用理论分析方法获得表面传热系数的基本关系式。

5.1.2 对流换热问题的数学描写

1. 导出对流换热微分方程组的理论依据

对流换热微分方程组由连续性方程、动量微分方程及能量微分方程组成,它们分别由质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律推导而得。其中连续性方程和动量微分方程已由流体力学导出。

2. 能量微分方程的导出

推导基于如下假定:二维、不可压缩牛顿型流体、常物性、无内热源、忽略粘性耗散、不计由于微元体各方向受到剪力不平衡而出现的净作用力引起的动能和位能变化、不计流体和壁面间的辐射换热。推导结果如下

$$\underbrace{\frac{\partial t}{\partial \tau}}_{\text{非稳态项}} + \underbrace{u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y}}_{\text{对流项}} = \underbrace{\frac{\lambda}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right)}_{\text{导热项}} \quad (5-3)$$

从上式可以清楚地看出,对流换热是导热和对流联合作用的结果,当流体速度 $u = v = 0$ 时,退化为导热微分方程。

3. 二维、常物性、不可压缩牛顿型流体对流换热问题完整的数学描写

(1) 控制方程和定解条件。

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 & (5-4a) \\ \rho \left(\frac{\partial u}{\partial \tau} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) & (5-4b) \\ \rho \left(\frac{\partial v}{\partial \tau} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = F_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \eta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) & (5-4c) \\ \rho c_p \left(\frac{\partial t}{\partial \tau} + u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right) & (5-4d) \end{cases}$$

上式对层流、湍流均适用,湍流时需用瞬时值。同导热问题一样,上式的定解条件亦可分为初始条件和边界条件。但对流换热问题一般只有第一类(给定温度)和第二类(给定热流)边界条件,没有第三类边界条件。

(2) 求解的困难。

方程组(5-4)的未知量主要有 u, v, p, t , 与方程数目相等, 方程组封闭。但与导热微分方程不同, 动量方程中的惯性力项和能量方程中的对流项是非线性的, 并且动量微分方程和能量微分方程常常需要耦合求解(如自然对流换热或变物性问题等), 因而直接求解上述问题是相当困难的。而在引入了边界层概念后, 使用分析法求解对流换热问题成为可能。

5.1.3 边界层分析及边界层微分方程组

1. 边界层的概念

引入边界层的主要原因是因为对流换热的热阻大小主要取决于紧靠壁面附近的流体流动状况, 这一区域中速度和温度变化最剧烈。因此, 固体壁面附近流体速度急剧变化的薄层称为速度边界层, 而温度急剧变化的薄层则称为温度边界层。速度边界层的厚度 δ 通常规定为在壁面法线方向达到主流速度 99% 处的距离, 即 $u_\delta = 99\% u_\infty$ 。而温度边界层厚度 δ_t 则为沿该方向达到主流过余温度 99% 处的距离, 即 $(t - t_w) \Big|_{\delta_t} = 99\% (t_\infty - t_w)$ 。

2. 边界层的主要特点及引入边界层概念的意义

(1) 边界层的特点。

- ① 边界层厚度 δ, δ_t 与壁面尺寸相比是很小的量, 而 δ 与 δ_t 认为是同一数量级的量。
- ② 边界层内速度梯度和温度梯度很大, 即 $\frac{\partial u}{\partial y}, \frac{\partial t}{\partial y}$ 很大。
- ③ 引入边界层概念后, 流动区域可分为边界层区和主流区。主流区可认为是理想流体的流动。
- ④ 边界层内亦有层流和湍流两种状态。

(2) 引入边界层概念的意义。

① 缩小计算区域。由于边界层区 $\frac{\partial u}{\partial y}, \frac{\partial t}{\partial y}$ 很大, 动量微分方程中的粘性力和惯性力及能量微分方程中的导热和对流项都得考虑, 而主流区则视为理想流体。因面对对流换热问题的研究可以把精力集中在边界层区内。

② 边界层内的流动与换热可以利用边界层特点进一步简化。

3. 边界层微分方程组

二维、稳态、常物性、不可压缩、不计重力、无内热源的强制对流换热问题, 其边界层方程由连续方程、动量微分方程和能量微分方程组成, 即

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 & (5-5a) \end{cases}$$

$$\begin{cases} u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} & (5-5b) \end{cases}$$

$$\begin{cases} u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} = a \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} & (5-5c) \end{cases}$$

4. 求解示例——流体外掠等温平壁的对流换热

利用边界层方程组, 可以求解简单的对流换热问题。以温度为 t_∞ 的流体以 u_∞ 的来流速度外掠温度为 t_w 的等温平壁的对流换热为例, 其控制方程仍然为式(5-5a,b,c), 其中 $-\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} = 0$ 。

边界条件如下

$$\begin{cases} y = 0: u = 0, v = 0, t = t_w \\ y \rightarrow \infty: u = u_\infty, t = t_\infty \end{cases}$$

在 $Re < 5 \times 10^5$ 的层流区域内, 上式的求解结果为

$$h_x = 0.332 \frac{\lambda}{x} \left(\frac{u_\infty x}{\nu} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\nu}{\alpha} \right)^{\frac{1}{3}}$$

或
$$Nu_x = 0.332 Re_x^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5-6)$$

其中 $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$, 它的物理意义是表征热边界层和流动边界层厚度的相对大小。 $Nu = \frac{hl}{\lambda}$, 它不同于导热中的 Bi 数, 因为此时 λ 为流体的导热系数。

5.1.4 边界层积分方程组简介

1. 基本思想

与边界层微分方程不一样, 边界层积分方程不要求对边界层内每一微元体都满足守恒定律, 而是只要求包括固体边界及边界层外边界在内的有限大小的控制容积满足守恒定律即可。求解边界层积分方程时, 要求对边界层内的速度分布及温度分布做出假设, 这些假设常常是包括 δ, δ_t 在内的多项式形式。然后利用边界条件解出 δ 及 δ_t 的表达式。求出 δ 及 δ_t 后, 可进一步获得阻力系数 f 及换热 Nu 数的表达式。

2. 边界层积分方程的导出

(1) 能量积分方程

利用能量守恒的方法, 可以导出如图 5-1 所示有限控制容积 $abcd$ 的边界层积分方程。

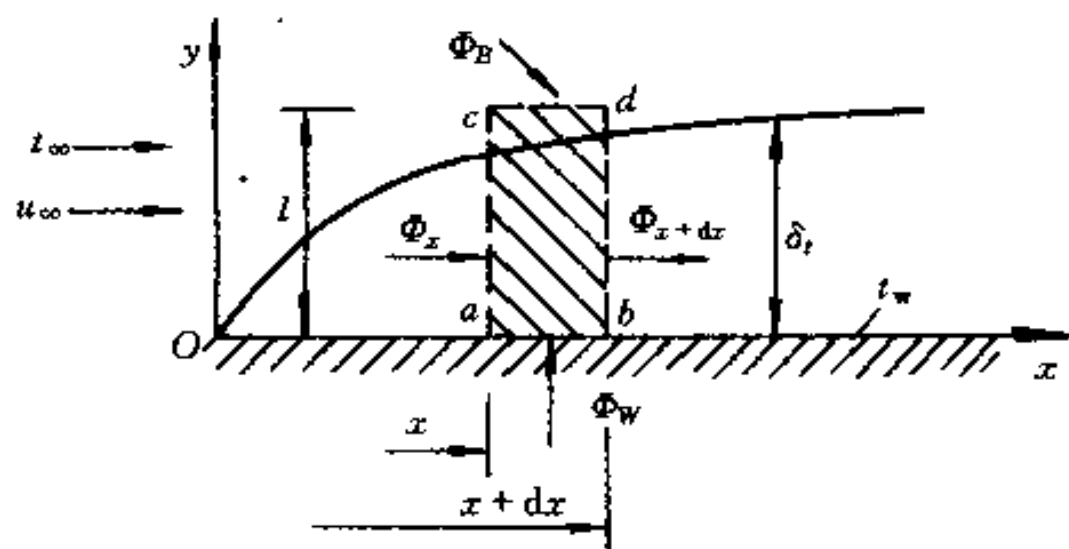


图 5-1 边界层积分方程的导出

由能量守恒, 有

$$\Phi_w + \Phi_x + \Phi_B = \Phi_{x+dx} \quad (5-7a)$$

上式中 Φ_w, Φ_x, Φ_B 表示进入控制容积的能量, Φ_{x+dx} 表示逸出控制容积的能量, 并且

$$\Phi_x = \int_0^l \rho u c_p t dy \quad (5-7b)$$

$$\Phi_{x+dx} = \Phi_x + \frac{\partial \Phi_x}{\partial x} dx = \Phi_x + \frac{d}{dx} \left[\int_0^l \rho u c_p t dy \right] dx \quad (5-7c)$$

$$\Phi_B = \rho c_p t_\infty \frac{d}{dx} \left(\int_0^l u dy \right) \quad (5-7d)$$

$$\Phi_w = -\lambda \left. \frac{\partial t}{\partial y} \right|_{y=0} dx \quad (5-7e)$$

注意式(5-7d)中 $\rho \frac{d}{dx} \left(\int_0^l u dy \right)$ 表示自 cd 边界进入控制容积的质量流量。将式(5-7b), (5-7c), (5-7d), (5-7e) 代入式(5-7a)中可得

$$\frac{d}{dx} \int_0^l \rho u c_p (t - t_\infty) dy = -\lambda \left. \frac{\partial t}{\partial y} \right|_{y=0}$$

当 ρ, c_p 为常数, 且考虑到边界层外 $t = t_\infty$, 故

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\delta_t} u (t_\infty - t) dy = a \left. \frac{\partial t}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (5-7f)$$

此式即边界层能量积分方程, 左边表示有限控制容积因对流带走的能量, 右边即壁面的导热。

(2) 动量积分方程。

对图 5-1 所示的控制容积列出动量守恒定律时, 即可得动量积分方程

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\delta} u (u_\infty - u) dy = \nu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (5-8)$$

3. 求解结果

方程(5-7f)与(5-8)有 4 个未知数 u, t, δ, δ_t , 因此尚需补充 2 个方程才能使之封闭。若给出 u 和 t 分布均为三次多项式形式并利用边界条件确定其常数, 结果如下:

边界层中的速度分布

$$\frac{u}{u_\infty} = \frac{3}{2} \left(\frac{y}{\delta} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta} \right)^3$$

无量纲温度分布

$$\frac{t - t_w}{t_\infty - t_w} = \frac{3}{2} \left(\frac{y}{\delta_t} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta_t} \right)^3$$

最终求解结果如下:

离开前缘 x 处的边界层厚度的无量纲表达式

$$\frac{\delta}{x} = \frac{4.64}{\sqrt{Re_x}}$$

摩擦系数

$$c_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho u_\infty^2} = \frac{0.646}{\sqrt{Re_x}} \quad (5-9)$$

离开前缘 x 处的热边界层厚度的无量纲表达式

$$\frac{\delta_t}{x} = \frac{4.52}{\sqrt{Re_x}} Pr^{-\frac{1}{3}}$$

局部努塞尔数

$$Nu_x = 0.332 Re_x^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5-10)$$

应该指出, 边界层积分方程求解对流换热问题时需假定边界层内的速度分布及温度分布,

因而常称为近似解,但由于数学处理上比较方便,因而有一定实用价值。

5.1.5 相似原理

由式(5-1)可见,影响对流换热表面传热系数的因素有很多。为了大大减少实验次数,而且又可以使所得出的实验结果具有一定通用性,必须在相似原理指导下进行实验。学习相似原理时,应充分理解下面3个问题:安排实验时应该测量哪些量?做完实验后如何整理实验数据?所得结果可以推广应用的条件是什么?

1. 相似原理——用实验方法求解对流换热问题的思路

(1) 物理量相似的性质。

① 用相同形式且具有相同内容的微分方程式所描述的现象称为同类现象。只有同类现象才能谈相似问题。

② 彼此相似的现象,其同名准则数必定相等。

③ 彼此相似的现象,其有关的物理量场分别相似。

所以,按相似准则来安排实验,个别实验所得出的结果已上升到代表整个相似组的地位,所得结果具有通用性。因而实验中只需测定各准则数中所包含的物理量,从而避免了实验测量的盲目性。这就解决了实验中测什么量的问题。

(2) 相似准则之间的关系。

① 物理现象中的各物理量不是单个起作用,而是由各准则数组成联合作用。因此方程的解只能是由这些准则组成的函数关系式,称为准则方程式或准则关系式,例如 $Nu = f(Re, Pr, Gr)$ 。

② 整理实验数据时,即按准则方程式的内容进行。在对流换热问题中,常常整理成幂函数的形式。这就解决了实验数据如何整理的问题。

(3) 判别现象相似的条件。

① 凡同类现象,如单值性条件(几何条件、物理条件、边界条件、时间条件等)相似,同名已定准则相等,则两种现象必相似。

② 两种现象相似是实验关联式可以推广应用的条件。

(4) 获得相似准则数的方法。

① 相似分析法。即通过将微分方程进行无量纲化的方法来获得无量纲准则数。

② 量纲分析法。

2. 对流换热常用准则数及其物理意义

(1) Re 数。 $Re = \frac{ul}{\nu}$, 它表示惯性力和粘性力的相对大小。

(2) Pr 数。 $Pr = \frac{\nu}{a}$, 表示动量扩散厚度与能量扩散厚度的相对大小。

(3) Nu 数。 $Nu = \frac{hl}{\lambda}$, 表示壁面上无量纲温度梯度的大小,它的大小表示了换热的强弱。

(4) Gr 数。 $Gr = \frac{g\alpha\Delta tl^3}{\nu^2}$, 表示浮升力与粘性力的相对大小。

在一维非稳态导热中,我们有 $t = f(x, \delta, \tau, a, h, \lambda)$, 引入无量纲温度 θ 后,对无限大平板变为 $\theta = f(Bi, Fo, x/\delta)$ 。同样,在强制对流换热问题中,表面传热系数可表示为

$h = f(u, l, \rho, \mu, \lambda, c_p)$, 引入无量纲准则数 Re, Pr, Nu 后, 可变为 $Nu = f(Re, Pr)$ 。可以看出, 变量个数在引入无量纲准则数后大大减少。从而在以准则数安排实验时, 可大大减少实验次数, 即实验的工作量, 并减少实验的盲目性。

3. 整理实验数据的方法

通常, 对流换热问题的准则关联式表示成如下形式

$$Nu = f(Re, Pr, Gr) = C Re^m Pr^n Gr^l \quad (5-11)$$

其中常数 C, m, n, l 等由实验数据确定。当实验数据点较少时, 可用图示法确定, 当有大量数据点时, 可采用最小二乘法。本书后面即将介绍的各种实验关联式即是前人根据大量实验数据整理的结果。因此, 在使用时, 要求满足相似条件, 且所有参数均在试验范围内。但应注意三大特征量(定性温度、特征长度、特征流速)的选取方式必须与得出所给关联式的实验验证范围相同。

5.1.6 内部流动强制对流换热及其实验关联式

1. 管槽内强制对流换热的特征

(1) 层流的 Re 数范围 $Re_c < 2300$ 。 $Re > 10^4$ 为旺盛湍流区, $Re = 2300 \sim 10^4$ 为过渡区。无论层流还是湍流, 都存在入口段, 且入口段的换热很强。

(2) 在充分发展段, $\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$ (其中 $\theta = \frac{t - t_w}{t_f - t_w}$)。由于 $t = t(x, r)$, 故 $\frac{\partial \theta}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{t - t_w}{t_f - t_w} \right) = f(r)$ 而与 x 无关, 即 $\left. \frac{\partial \theta}{\partial r} \right|_{r=r_0} = \text{常数}$ 。即 $\left. \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{t - t_w}{t_f - t_w} \right) \right|_{r=r_0} = \text{常数}$, 而由换热微分方程, $h = -\frac{\lambda}{\Delta t} \left. \frac{\partial t}{\partial r} \right|_{r=r_0} = -\frac{\lambda}{t_f - t_w} \left. \frac{\partial t}{\partial r} \right|_{r=r_0} = \text{常数}$ 。因此, 对管内充分发展的流动与换热, 表面传热系数 h 为常数。

(3) 管内流动的换热边界条件有两种, 即恒壁温及恒热流条件。对层流和低 Pr 数介质的流动, 两种边界条件结果不同。(如对管内层流充分发展段流动与换热, 恒壁温边界条件时 $Nu = 3.66$, 恒热流边界条件时 $Nu = 4.36$)。但对湍流和高 Pr 数介质的对流换热, 两种边界条件的影响可以忽略不计, 即换热的 Nu 数是一样的。

2. 管内湍流对流换热实验关联式

(1) 通式

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^n \begin{cases} n = 0.4 \text{ 加热流体} \\ n = 0.3 \text{ 冷却流体} \end{cases} \quad (5-12)$$

注意上式结果是全管长范围内的平均值, 其定性温度为管道进、出口两个截面处流体平均温度的算术平均值, 特征流速为管内平均流速, 特征长度为管内径。当管子为非圆截面时, 取当量直径 $d_e, d_e = \frac{4A_c}{P}$ 。式(5-12)的适用范围:

- ① $l/d > 60$ 的水力光滑管。此时入口段的影响可忽略不计;
- ② 流体与壁面具有中等以下温差, 一般对气体不超过 50°C , 对水不超过 $20 \sim 30^\circ\text{C}$, 对油不超过 10°C ;
- ③ $Re_f = 10^4 \sim 1.2 \times 10^5, Pr_f = 0.7 \sim 120$;
- ④ 对恒壁温和恒热流边界条件均适用;

⑤ 不适用于 Pr 数很小的液态金属。

按式(5-12)求出 Nu 数及表面传热系数 h , 即可按下式求热流密度 q 或热流量 Φ

$$\begin{aligned} q &= h(t_w - t_f) \\ \Phi &= qA = \pi dlh(t_w - t_f) \end{aligned} \quad (5-13)$$

(2) 应用范围的扩大。

① 短管。即 $l/d < 60$ 的短管, 由于入口效应, 管子入口处边界层薄, 换热得到强化, 因此需引入大于 1 的修正系数 c_l 。

$$c_l = 1 + (d/l)^{0.7} \quad (5-14)$$

② 螺旋管或弯管。由于拐弯处截面上二次环流的产生, 边界层遭到破坏, 因而换热也得以强化, 需引入修正系数 c_r 。

$$c_r = \begin{cases} 1 + 1.77 \frac{d}{R} & \text{气体} \\ 1 + 10.3(d/R)^3 & \text{液体} \end{cases} \quad (5-15)$$

③ 大温差。即流体与壁面之间温差超出上述幅度时, 温度要影响流体粘度, 截面上的速度分布与等温流动时的分布不同, 因而对换热会造成影响。对气体来说, 当被加热时, 气体粘度增加, 边界层增厚, 换热能力下降, 因而需引入一小于 1 的修正系数 c_t 。 c_t 的计算式如下

$$\begin{cases} \text{气体} & c_t = \begin{cases} (T_f/T_w)^{0.5} & \text{被加热} \\ 1 & \text{被冷却} \end{cases} \\ \text{液体} & c_t = \begin{cases} (\eta_f/\eta_w)^{0.11} & \text{被加热} \\ (\eta_f/\eta_w)^{0.25} & \text{被冷却} \end{cases} \end{cases} \quad (5-16)$$

3. 管内层流对流换热实验关联式

(1) 特点。

- ① 管内层流换热常常处于入口段范围, 且通常为高粘度的油类如润滑油。
- ② 边界条件(恒热流、恒壁温)对换热有显著的影响。
- ③ 层流充分发展段的换热与 Re 数无关, 但湍流却与 Re 数有关。
- ④ 层流 Re 数范围, $Re < 2300$ 。

(2) 实验关联式。

如教材式(5-69)。

4. 管内强制对流换热的强化

(1) 强化的机理。

管内对流换热的热阻主要在边界层, 因而边界层的状态直接影响到管内的对流换热。强化管内对流换热的突破口即在于减薄或破坏温度边界层, 同时改变流体的物性亦有助于强化换热。

(2) 强化的手段。

根据上述强化换热的机理, 可以有很多种强化换热的手段。如增加流速、采用内肋管、弯管、内螺纹管、内壁面带周向环状突出物的管子、扭曲管等。另外, 可采用短管, 小直径管和增加壁面粗糙度的方法。

(3) 应该指出, 换热强化的同时往往伴随着流体流动阻力的增加。在实际选用强化措施

时,应全面地综合考虑。

5.1.7 外部流动强制对流换热及其实验关联式

1. 外掠等温平板层流对流换热

当 $Re < 5 \times 10^5$ 时

$$Nu_x = \frac{h_x x}{\lambda} = 0.332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad (5-17)$$

对等温平板, $t_w - t_\infty = \text{常数}$, 此时

$$Nu_m = \frac{1}{l} \int_0^l Nu_x dx = 0.664 Re_l^{1/2} Pr^{1/3} \quad (5-18)$$

以上两式中,定性温度取 $t_m = \frac{1}{2}(t_w + t_\infty)$, 特征长度取板长,特征流速为来流速度。当 $Re < 5 \times 10^5$ 时,局部表面传热系数 h_x 与离开平板前缘的距离 $x^{1/2}$ 成反比,因此, x 越大,边界层越厚,此时 h_x 越小。

2. 外掠单管对流换热

(1) 流动与换热特点。

① 存在绕流脱体现象。在迎来流方向的前半周,是压力减小的加速流动, $\frac{\partial p}{\partial x} < 0, \frac{\partial u}{\partial x} > 0$, 而在后半周, $\frac{\partial p}{\partial x} > 0, \frac{\partial u}{\partial x} < 0$, 为减速流动,因而会出现在某一点处出现分离,产生脱体。

② 定义 $Re = \frac{u_\infty d}{\nu}$, 当 $Re = 10 \sim 1.5 \times 10^5$ 时为层流,脱体角 $\varphi = 80^\circ \sim 85^\circ$, 当 $Re \geq 1.5 \times 10^5$ 时为湍流,脱体角 $\varphi = 140^\circ$ 。

③ 沿横截面圆周局部表面传热系数的变化见教材图 5-22。注意该图中换热点回升对层流区而言是由于脱体产生的扰动,对湍流区而言则分别由于层流转为湍流和脱体的缘故。

④ 冲刷角 θ 对换热的影响见图 5-2。当 $\theta < 90^\circ$ 时,沿流动方向的管截面为一椭圆,脱体和扰动情况不如圆截面强烈,因而换热较弱。当 $\theta = 0^\circ$ 时,若圆管终端的边界层厚度与半径相比很小,则可将圆管看成长为 l , 宽为 πa 的平板来计算表面传热系数和换热量。

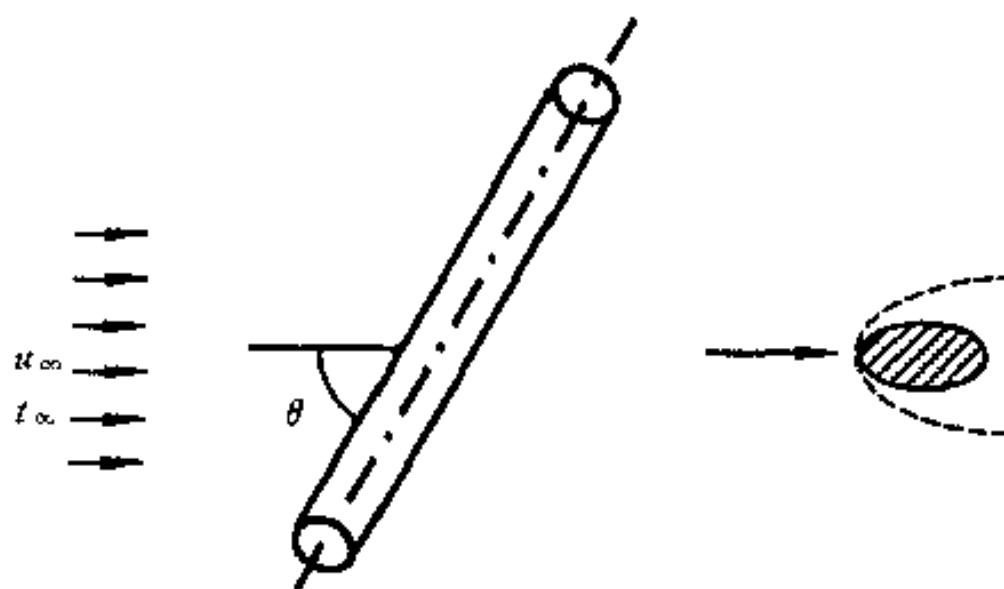


图 5-2 冲刷角 θ 的影响

(2) 实验关联式

$$Nu_f = C Re_f^n Pr_f^{1/3} \quad (5-19)$$

注意

① 式(5-19)对气体和流体均适用,其 C, n 之值见教材表 5-5。

② 定性温度取 $t_m = \frac{1}{2}(t_w + t_f)$, 特征长度取管外径 d , 特征流速取来流速度 u_∞ 。

③ 适用范围: $t_f = 15.5^\circ\text{C} \sim 982^\circ\text{C}$, $t_w = 21^\circ\text{C} \sim 1\ 046^\circ\text{C}$, $Re = 0.4 \sim 4 \times 10^5$ 。

④ 非圆截面的计算式仍为式(5-19),但此时的 C, n 值见教材表 5-6。

⑤ 式(5-19)的形式较简单,但对于 $Re = 0.4 \sim 4 \times 10^5$ 范围内的实验数据需分段整理,对整个试验范围内都适用的关联式见教材式(5-71)。

3. 外掠管束对流换热

(1) 流动与换热的特点。

① 管束的排列方式有顺排和叉排之分。顺排易形成管子后部的滞止区,表面传热系数较小,但易于清洗。叉排使流体在管间通道内流体的扰动大大加剧,换热增强,但阻力损失亦大大增加。

② 后排管易受前排管尾流的影响,因而排数越多,扰动加剧,换热增强,因而需引入管排修正系数 ϵ_n 。这种修正当总排数超过 10 或 16 时消失(教材表 5-8 或表 5-11)。

(2) 实验关联式。

① 两种形式的公式。可采用教材所推荐的式(5-72)或(5-75),(5-76)。使用这两种公式时应注意:(a)定性温度的不同。式(5-72)采用 $t_m = \frac{1}{2}(t_w + t_f)$,而式(5-75)和(5-76)则采用管束进出口流体平均温度。(b)适用的管排数不同。式(5-72)适用总管排数为 10,而式(5-75),(5-76)则为 16。(c)式(5-75),(5-76)将管排间距 $s_1/d, s_2/d$ 统一整理进去,而式(5-72)只给出了离散的 $s_1/d, s_2/d$ 之值。(d)式(5-72)只适用于气体,而式(5-75),(5-76)适用的 Pr 数为 $0.6 \sim 500$ 。

② 特征流速的选取。 Re 数中的特征流速取管排间的最大流速 u_{max} ,即最窄截面处的平均流速。

5.1.8 自然对流换热及其实验关联式

1. 流动与换热的特点

(1) 流动的驱动力。与强制对流不同,自然对流是由于温度场的不均匀性而引起密度的不均匀性并在重力作用下产生浮升力而引起的流动。因此,在自然对流中,没有温差就意味着没有热交换,也就没有流体的流动。但不均匀的温度场并不一起引起自然对流,如图 5-3 所示的两种情形,只有图(a)会产生自然对流。因为图(b)中下板为低温,靠近下板的流体密度大于上板附近,在重力作用下不会产生自然对流。

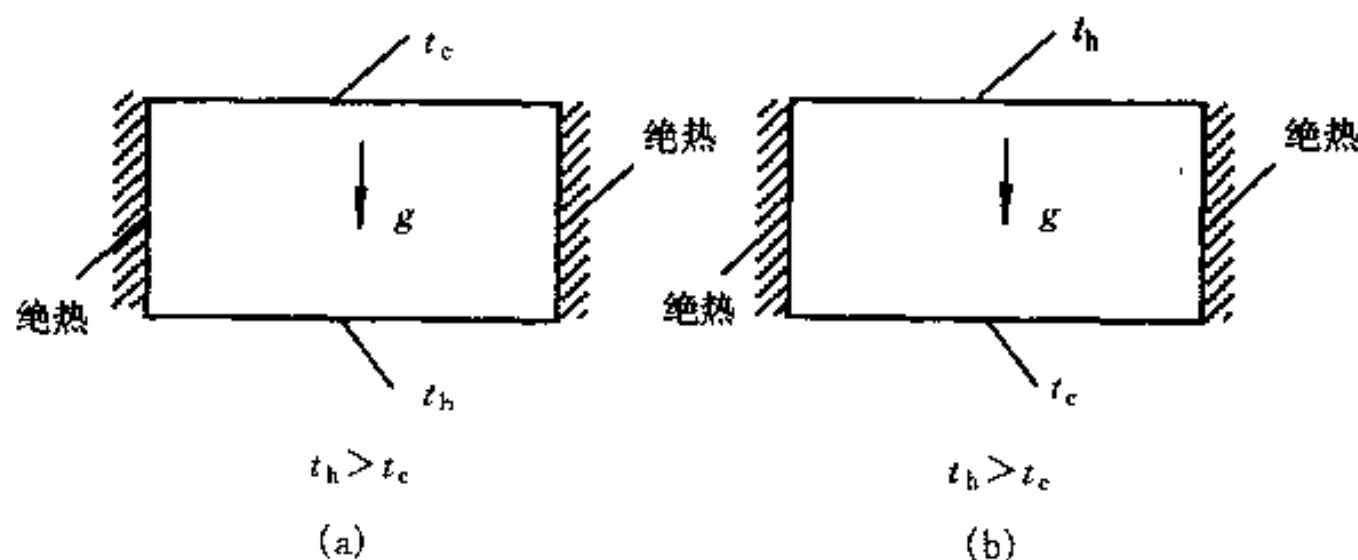


图 5-3 有温差不一定有自然对流

(a)下板温度高;(b)下板温度低

(2) 以竖壁自然对流为例,其温度分布、速度分布和局部表面传热系数分别见教材图

5-26(a), 5-26(b) 和 5-28(a), 注意速度分布在 $y=0$ 及 $y \rightarrow \infty$ 处 $u=0$, 但在某 $-y$ 处有一峰值, 这是与流体外掠平板时不同之处。沿竖壁高度方向局部表面传热系数的变化则类似于外掠平板的对流换热。

(3) 由于表面传热系数很小, 故其热阻常常是传热过程的主要部分。但自然对流同时又是最可靠、经济、平静、无噪音的换热方式, 因为其换热和流动无需任何动力源。

(4) 自然对流的速度和温度常常是耦合的, 这体现在动量微分方程的体积力项中含有与温度有关的量。因此, 如果用分析法求解自然对流时, 常需将动量微分方程和能量微分方程联立求解。

(5) 同外掠平板的对流换热一样, 自然对流亦有层流与湍流之分。判别层流和湍流的准则数为 Gr 数, $Gr = \frac{g\alpha\Delta t l^3}{\nu^2}$ 。

$$Gr = \frac{g\alpha\Delta t l^3}{\nu^2}$$

(6) 按流动的边界层是否受干扰, 可将自然对流分为大空间和有限空间两种类型。

2. 大空间自然对流换热实验关联式

(1) 常壁温 ($t_w = \text{常数}$)。

$$Nu = C(Gr Pr)^n \quad (5-20)$$

① 对竖平板、竖圆柱和横圆柱对应不同流态时常数 C, n 见教材表 5-12。

② 定性温度 $t_m = (t_w + t_\infty)/2$, 特征长度对竖平板、竖圆柱为高度 H , 横圆柱为外径 d 。

③ 一般对层流而言, 式(5-20)中指数 $n = \frac{1}{4}$ 。对湍流 $n = \frac{1}{3}$, 此时表面传热系数 h 与特征长度 l 无关, 称为自模化。因此, 在进行湍流自然对流实验研究时, 只需研究已定准则数相等所要求的最小尺寸的模型即可。

④ 关于物性。当流体为理想气体时, Gr 数中的 $\alpha = \frac{1}{T}$, 而对其他介质, 可查物性参数表。

⑤ 竖圆柱自然对流可按竖壁来看待, 但必须满足 $d/H \geq 35/Gr_H^{\frac{1}{4}}$ 的条件。

⑥ 在均匀壁温条件下, 水平板热面朝上时的实验关联式如下。

$$Nu = 0.54(Gr Pr)^{1/4} \quad (10^4 < Gr Pr < 10^7) \quad (5-21a)$$

$$Nu = 0.15(Gr Pr)^{1/3} \quad (10^7 < Gr Pr < 10^{11}) \quad (5-21b)$$

水平板热面朝下时有

$$Nu = 0.27(Gr Pr)^{1/4} \quad (10^5 < Gr Pr < 10^{11}) \quad (5-21c)$$

其中特征长度取为 A/P , A 为表面面积, P 为表面周长。

(2) 常热流 ($q_w = \text{常数}$)。

对常热流条件由于壁温未知, 常采用修正的 Gr 数即 Gr^* 来计算自然对流换热, 即

$$Gr^* = Gr Nu = \frac{g\alpha q_w l^4}{\lambda \nu^2} \quad (5-22a)$$

此时换热的 Nu 数为

$$Nu = B(Gr^* Pr)^m \quad (5-22b)$$

常数 B 和 m 见教材表 5-13。

3. 有限空间自然对流实验关联式

对有限空间自然对流, Gr 数中常以夹层厚度为特征长度, $Gr_\delta = \frac{g\alpha\Delta t\delta^3}{\nu^2}$, 其中 $\Delta t =$

$t_{w1} - t_{w2}$ 对竖空气夹层和水平空气夹层,可用教材式(5-87)~(5-90)所推荐的实验关联式。

5.2 重点与难点

5.2.1 对流换热及其影响因素

1. 对流换热定义

读者应注意对流换热是流体与壁面温度不同时流体掠过壁面时发生的热量传递现象。在对流换热中,导热和对流同时起作用。表面传热系数 h 是过程量,它与具体换热过程有关。研究对流换热的目的从定性上讲是揭示对流换热机理并针对具体问题提出强化换热措施,从定量上讲是能计算不同形式对流换热问题的表面传热系数及对流换热量。

2. 对流换热的影响因素

对流换热的影响因素从总的来说包括流体的流动起因(强制对流还是自然对流),流动状态(层流还是湍流),换热面几何因素,流体有无相变及流体热物理性质等。从这一角度也说明表征对流换热的表面传热系数 h 是一复杂过程量,不同的换热过程可能千差万别。同时,牛顿冷却公式也仅仅是其定义式。另外教材还在不同场合进一步强调了具体对流换热过程(如膜状凝结)的影响因素及强化措施。

5.2.2 牛顿冷却公式

牛顿冷却公式的通常表达如下

$$\Phi = qA = hA(t_w - t_f) \quad (5-23a)$$

注意上式中 h 为表面传热系数, A 为换热面积,它是指流体与壁面直接接触的面积。 t_w 为壁面平均温度, t_f 为流体平均温度。对外部流动(如外掠平板强制对流、外掠单管强制对流、大空间自然对流等), t_f 一般为来流区域主流区的流体温度,一般指不受固体区影响的流体温度。而对内部流动面言(如管内强制对流),流动与换热边界层汇合,没有不受壁面影响的所谓“主流区”,因而一般取流体平均温度。读者应注意在不同情况下牛顿冷却公式的具体表达式。

5.2.3 用分析方法求解对流换热问题的实质

分析方法求解对流换热问题的关键是获得正确的流体内温度分布,然后利用式(5-2)求出局部对流换热表面传热系数,进而进一步求得平均表面传热系数。而求得流体内正确温度分布的前提是获得正确速度场,因为在对流换热问题中“流动与换热是密不可分”的。这同样可从能量方程中的对流项中含有速度这一点看出。由于对流换热问题的分析求解常常要求解包括连续性方程,动量微分方程和能量微分方程在内的一系列方程,因而求解起来比导热问题要困难的多,因而用数值解法往往更为有效。外掠平板层流强制对流换热的实验关联式(5-6)是少数几个能直接应用分析解法获得结果的例子之一。

5.2.4 边界层概念及其应用

1. 边界层概念及特点

读者应熟练掌握速度边界层和温度边界层的特点及二者的区别,这是进行边界层分析的

前提。同时,由于温度边界层内流体温度变化剧烈,因此它是对流换热的主要热阻所在,也是强化对流换热的主要“突破口”。引入边界层概念以后,可利用其特点对对流换热的微分方程组进一步简化,得到边界层微分方程组。

2. 边界层方程的导出

对二维、稳态、常物性、不可压缩、无内热源的强制对流换热问题的控制方程如下:

(1) 原问题控制方程。

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (5-23b)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (5-23c)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (5-23d)$$

$$u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right) \quad (5-23e)$$

(2) 由边界层性质得出的重要结论。

数量级对比法是推导边界层微分方程组的通常做法。而由边界层概念导出的如下数量级性质是数量级对比法的基础,即: $\delta \ll l$, $\delta \sim \delta_t$, $x \sim l$, $y \sim \delta$, $u \sim u_\infty$, $t \sim \Delta t = t_\infty - t_w$ 。由连续性方程 $\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$ 知 $v \sim \frac{u_\infty}{l} \delta$ 。

(3) 边界层动量微分方程的导出。

利用数量级对比法, x 方向和 y 方向的动量微分方程分别简化如下:

$$\begin{aligned} x \text{ 方向: } u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \\ \left(\frac{u_\infty^2}{l} \quad \frac{u_\infty}{l} \delta \frac{u_\infty}{\delta} \right) & \quad \left(\nu \frac{u_\infty}{l^2} \quad \nu \frac{u_\infty}{\delta^2} \right) \quad \text{同除以 } \frac{u_\infty^2}{l} \\ \begin{matrix} 1 & 1 \\ \cancel{\frac{\nu}{u_\infty l}} & \frac{\nu}{u_\infty l} \left(\frac{l}{\delta} \right)^2 \\ \left(\frac{1}{Re} \right) & \left(\frac{1}{Re} \left(\frac{l}{\delta} \right)^2 \right) \end{matrix} & \end{aligned} \quad (5-24a)$$

$$\begin{aligned} y \text{ 方向: } u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \\ u_\infty \frac{\frac{u_\infty}{l} \delta}{l} \quad \frac{\left(\frac{u_\infty}{l} \delta \right)^2}{\delta} & \quad \left(\nu \frac{u_\infty}{l^2} \quad \frac{\nu u_\infty \delta}{l} \right) \\ \left(\frac{u_\infty^2}{l} \quad \frac{u_\infty^2}{l} \right) & \quad \left(\nu \frac{u_\infty}{l^2} \quad \nu \frac{u_\infty}{\delta^2} \right) * \frac{\delta}{l} \end{aligned} \quad (5-24b)$$

注意

①式(5-24a)中,因边界层具有薄层的性质, $l \gg \delta$, 故 $\frac{1}{Re} \ll \frac{1}{Re} \left(\frac{l}{\delta} \right)^2$, 即 $\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$, 可略去 $\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$ 。而边界层内,惯性力和粘性力处于同一数量级,因而 $\frac{1}{Re} \left(\frac{l}{\delta} \right)^2 \sim O(1)$ 。所以当 Re 数越大时, $\left(\frac{l}{\delta} \right)$ 越大,从而在壁面尺寸 l 一定时, δ 越小。也就是说, Re 数越高(即流速 u_∞ 越

大),边界层厚度 δ 越薄。

②因为 $\delta \ll l$, 因而要使 $\frac{1}{Re} \left(\frac{l}{\delta}\right)^2 \sim O(1)$, 则要求 Re 足够大才能满足边界层具有薄层的性质。

③ y 方向动量微分方程相对于 x 方向(主流方向)乘了一个小数 δ/l , 因此整个 y 方向动量微分方程可以忽略不计。从而 $\frac{\partial p}{\partial y} \approx 0$, 即 $\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{dp}{dx}$ 。

(4) 边界层能量微分方程的导出。

利用数量级对比的方法, 同样可对能量微分方程进行简化:

$$\begin{aligned}
 u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} &= a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right) \\
 \left(u_{\infty} \frac{\Delta t}{l} \quad \frac{u_{\infty} \delta}{l} \frac{\Delta t}{\delta_t} \quad a \frac{\Delta t}{l^2} \quad a \frac{\Delta t}{\delta_t^2} \right) & \quad \text{同除以 } \frac{u_{\infty} \Delta t}{l} \\
 1 \quad 1 \quad \frac{a}{u_{\infty} l} \quad \frac{a}{u_{\infty} l} \left(\frac{l}{\delta_t}\right)^2 & \\
 \left(\frac{1}{RePr} \right) \quad \left(\frac{1}{RePr} \left(\frac{l}{\delta_t}\right)^2 \right) & \quad (5-25)
 \end{aligned}$$

注意

①由于边界层内分子扩散(导热)与对流具有相同的数量级, 因而要求 $\frac{1}{RePr} \left(\frac{l}{\delta_t}\right)^2 \sim O(1)$ 。从而 $\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}$, 可略去 $\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}$ 。

②由于 $\delta_t \ll l$, 要使 $\frac{1}{RePr} \left(\frac{l}{\delta_t}\right)^2 \sim O(1)$, 必须 $RePr$ 足够大。并且, 当 $RePr$ 增大时, $\left(\frac{l}{\delta_t}\right)$ 减小, 即边界层厚度 δ_t 减薄。

(5) 简化后的边界层微分方程组。

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 & (5-26a) \end{cases}$$

$$\begin{cases} u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} & (5-26b) \end{cases}$$

$$\begin{cases} u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} = a \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} & (5-26c) \end{cases}$$

3. 边界层微分方程组的特点

(1) 方程组(5-26)与(5-23)相比, 略去了主流方向温度 t 和速度 u 的二阶导数, 使方程由原来的椭圆型变成了抛物型。

(2) 利用边界层理论, 使原来需整场求解的问题, 转化为可分区(主流区和边界层区)求解的问题。边界层区用边界层微分方程求解, 而主流区则按理想流体看待。

(3) 方程组(5-23)的变量个数为四个(u, v, t, p), 而简化后的方程组(5-26)变量数为3个(u, v, t), 方程组仍然封闭。此时压力 p 不再是变量, 可按理想流体的伯努利方程求得。同时, 简化前后所需的边界条件数量亦大大减少。

5.2.5 相似原理

对流换热的主要研究方法是在相似理论指导下的实验方法。相似理论使个别的实验数据上升到了代表整个相似组的地位。学习相似理论,读者应充分理解并掌握三个主要问题,即如何安排实验(应测什么量?)、实验数据的整理方法、所得实验关联式推广应用的条件。读者应注意的是,对同一批实验数据,不同人采用不同的准则关系式形式,可能获得不同的实验关联式,这是完全可能的。如教材介绍管内湍流强制对流换热实验关联式时,就介绍了式(5-54)及式(5-56)~(5-58)几种不同形式的关联式。衡量一个实验关联式的好坏是应考虑该公式是否将所有实验数据拟合后的偏差最小,同时其参数范围(如 Re , Pr 等)是否广泛等。教材中所介绍的所有实验关联式都是前人经过大量实验研究并用相似理论方法整理出来的研究成果,读者学习时,要充分理解并注意其使用方法及参数范围。

另外,读者还应熟练掌握在传热与流动中常见的准则数(如 Re , Pr , Nu , Gr , Bi , Fo)的定义式及其物理意义。

5.2.6 管内强制对流换热

1. 基本特征

对管内强制对流换热,其重点是湍流强制对流。读者应能判断换热处于入口段还是充分发展阶段。在充分发展阶段,其表面传热系数为常数。对湍流一般以 $l/d > 60$ 作为判断换热是否进入充分发展阶段。对层流时入口段长度以 $l/d \approx 0.05 Re Pr$ 来确定。同时,管内湍流一般不区分恒热流还是恒壁温的边界条件,而层流时,两种边界条件下的换热强度不同,一般恒热流高于恒壁温。

2. 关于教材式(5-54)中 n 的取值

对式(5-54)中 n 的取值可如下理解。常温常压力下,一般对气体 $Pr < 1$,液体 $Pr > 1$ 。所以当气体被加热时,由于温度升高,气体的粘度随着温度升高而增大,因而流动与换热边界层增厚,换热的表面传热系数下降。而考虑到 $Pr^{0.3} > Pr^{0.4}$,因而应取 $n = 0.4$ 。同理,当液体被加热时,因 $Pr^{0.3} > Pr^{0.4}$,也应取 $n = 0.4$ 。综上所述,不管气体还是液体(即流体),被加热时 n 取 0.4,被冷却时取 $n = 0.3$ 。

3. 综合表达式

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^n c_f c_i \quad (5-27)$$

由式(5-27),当 $n = 0.4$ 时

$$h = f(u^{0.8}, d^{-0.2}, \lambda^{0.6}, c_p^{0.4}, \rho^{0.8}, \eta^{-0.4})$$

可以看出

- ① 流速 u 和密度 ρ 对 h 的影响最大,均为 0.8 次方。
- ② 物性的影响。其中 ρ , c_p , λ 的影响是正的,即 ρ , c_p , λ 越大,表面传热系数越大。这从一个侧面说明了为什么水的表面传热系数比空气高。而粘度 η 的影响则是负的。
- ③ h 与直径的 0.2 次方成反比,因此在条件允许时,尽量采用小直径管来强化换热。
- ④ 上述修正系数 c_l, c_i 对某一具体问题往往事先并不知道是否要修正。此时可先按不修正的方案进行计算,然后进行校核。

应该指出,式(5-27)并不是计算管内湍流的唯一公式,实际求解时,亦可采用形如教材(5-58)的公式,其 Re 数范围为 $2300 \sim 10^6$,包括了过渡区,并且将入口段的影响(即 l/d)直

接整理进去了。

5.2.7 外部流动强制对流换热

1. 流动和换热特点

对于外掠单管和管束由于绕流脱体及扰动的缘故,使外部流动换热增强。外掠管束的排数越多,换热越强,同时又排比顺排换热强烈。但应注意,换热增强的同时,阻力也往往大大增强,因此读者应综合考虑两种因素的作用。

2. 外掠管束流动时的特征流速

在计算外掠管束时, Re 数中的流速取管束间最大流速 u_{max} 。如图 5-4 所示,顺排和叉排时 u_{max} 的计算方法如下。

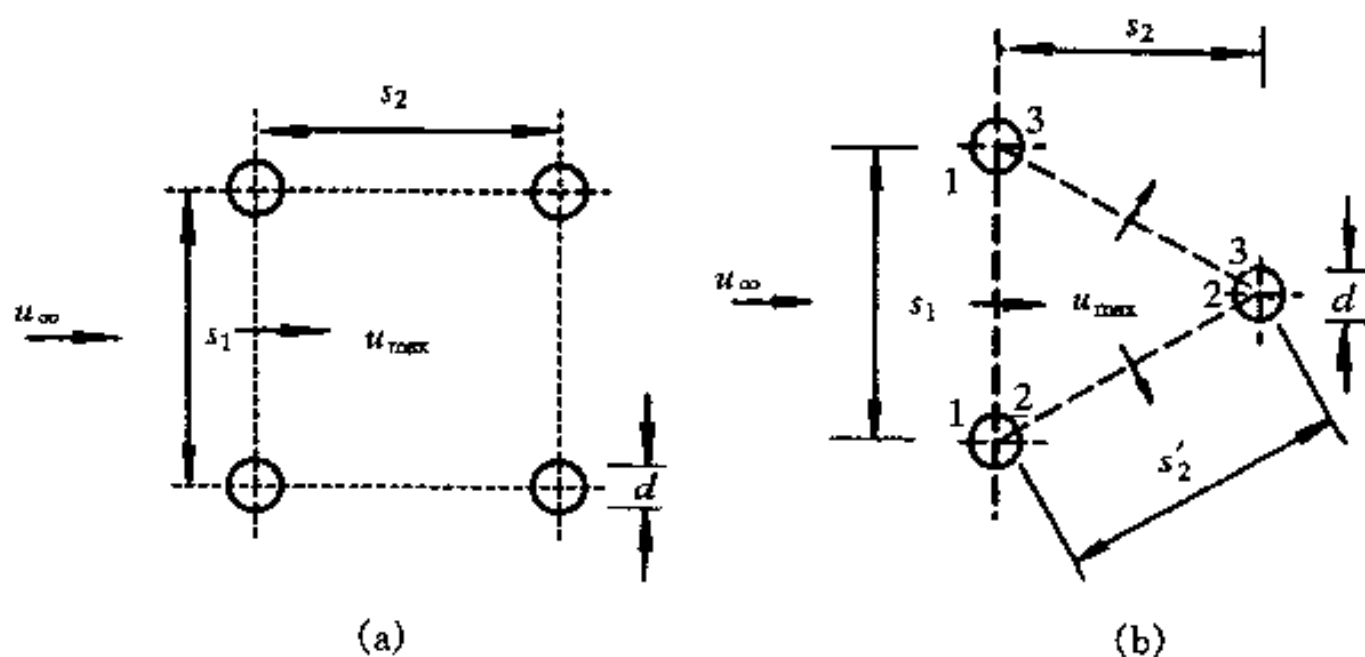


图 5-4 管束间的最大流速
(a)顺排; (b)叉排

顺排时,管束间最大流速为

$$u_{max} = u_{\infty} \frac{s_1}{s_1 - d} \quad (5-28a)$$

叉排时,斜向间距 $s'_2 = \sqrt{s_2^2 + (s_1/2)^2}$ 。当 $(s'_2 - d) \leq (s_1 - d)/2$ 时

$$u_{max} = u_{\infty} \frac{s_1}{2(s'_2 - d)} \quad (5-28b)$$

当 $(s'_2 - d) > (s_1 - d)/2$ 时

$$u_{max} = u_{\infty} \frac{s_1}{s_1 - d} \quad (5-28c)$$

3. 影响外掠管束对流换热表面传热系数 h 的因素

(1) 管排数 n 。由教材式(5-72)或式(5-75), (5-76), 当 $n < 10$ 或 $n < 16$ 时,需引入管排修正系数 ϵ_n 。

(2) 管间距 $s_1/d, s_2/d$ 。

(3) 管束排列方式(叉排还是顺排)。

(4) 流体流动方向与管束轴向夹角 θ 。如图 5-2 所示。当 $\theta = 0^\circ$ 时,可按管内流动的公式计算。

(5) 流体的物性。

(6) 流体的流速 u_c

综上所述,外掠管束的强制对流换热可表达成如下形式:

$$Nu = f(Re, Pr, s_1/d, s_2/d, \text{排列方式}, \epsilon_n, \epsilon_\theta) \quad (5-29)$$

5.2.8 自然对流换热

关于自然对热换热,读者应着重掌握的是大空间自然对流换热的换热特征及其实验关联式的用法。自然对流换热由于其表面传热系数小,热阻大,往往是传热过程热阻的主要部分,因而是强化传热的关键。并且,常温下自然对流换热常常与辐射换热处于相同的数量级,常常需要同时考虑。

5.2.9 对流换热强化

对流换热的强化主要机理在于如何破坏或减薄边界层,以及如何增强流体的扰动。此外,改变流体的物性也可以起到传热强化的效果。所有传热强化的具体措施都可以归结为上述几个方面。读者应结合具体对流换热过程熟练掌握这一原则。

5.2.10 关于无相变对流换热问题的定量计算

无相变对流换热问题的定量计算中,应注意以下几个方面的问题:

1. 判断问题的性质

这是正确求解对流换热问题的关键。流体有无发生相变?是自然对流还是强制对流?是内部流动还是外部流动?流态是层流还是湍流?

2. 选择正确的实验关联式

切忌张冠李戴。

3. 注意三大特征量(即特征流速,特征长度,定性温度)的选取

尤其是对不同的问题而言,其特征长度和定性温度常常容易搞混,读者计算具体实际问题时务必按照公式所规定的选取,不能凭主观随意选取。

4. 要注意牛顿冷却公式对不同的换热情况是不一样的,主要体现在温差和换热面积的不同

5. 实际问题中常常要使用迭代方法求解

则在计算结束时应校核前提条件是否满足。如管内流动,若流速或直径未知,则 Re 数未知,因而事先无法判断流态是层流还是湍流,此时如假定层流,则计算结束前需加以校核。

6. 对流换热常常与辐射换热同时起作用,尤其是在有气体参与的对流换热场合

这就是复合换热。计算换热量时辐射换热量不能被忽略掉,读者应加以注意。

7. 根据已学知识判断计算结果的正确性

如第一章绪论中对各种不同情形的对流换热给出了表面传热系数通常的大致范围,因而如果计算结果与上述范围相差很远时,则有必要检查计算过程中的错误之处。

5.3 典型题精解

5.3.1 基本概念

本节基本概念主要包括:对流换热微分方程组;边界层分析及边界层微分方程组;相似原

理;管内强制对流换热基本特点;外部流动强制对流换热基本特点;自然对流换热基本特点;对流换热影响因素及其强化措施。

例 5-1 由对流换热微分方程(即教材式(5-4)) $h = -\frac{\lambda}{\Delta t} \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=0}$ 可知,该式中没有出现流速,有人因此得出结论:表面传热系数 h 与流体速度场无关。试判断这种说法的正确性?

解 这种说法不正确,因为在描述流动的能量微分方程中,对流项含有流体速度,即要获得流体的温度场,必须先获得其速度场,“流动与换热密不可分”。因此表面传热系数必与流体速度场有关。

例 5-2 利用数量级分析的方法,对流体外掠平板的流动,从动量微分方程导出边界层厚度的如下变化关系式

$$\frac{\delta}{x} \sim \frac{1}{\sqrt{Re_x}}$$

其中

$$Re_x = \frac{u_\infty x}{\nu}$$

解 由外掠平板流动的动量微分方程

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (5-30a)$$

由于 $u \sim u_\infty$, $x \sim x$, $y \sim \delta$, 而由连续性方程

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (5-30b)$$

$$\frac{u_\infty}{x} \sim \frac{v}{\delta}$$

可知 $v \sim \frac{u_\infty}{x} \delta$, 因此,动量微分方程(5-30a)式中各项的数量级如下

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

$$u_\infty \frac{u_\infty}{x} \quad \frac{u_\infty}{x} \delta \frac{u_\infty}{\delta} \quad \nu \frac{u_\infty}{\delta^2}$$

在边界层内,粘性力项与惯性力项具有相同数量级,即

$$\frac{u_\infty^2}{x} \sim \nu \frac{u_\infty}{\delta^2}$$

即

$$\frac{\delta^2}{x^2} \sim \nu / u_\infty x$$

所以

$$\frac{\delta}{x} \sim \frac{1}{\sqrt{Re_x}}$$

例 5-3 在流体温度边界层中,何处温度梯度的绝对值最大?为什么?有人说对一定表面传热温差的同种流体,可以用贴壁处温度梯度绝对值的大小来判断表面传热系数 h 的大小,你认为对吗?

解 在温度边界层中,贴壁处流体温度梯度的绝对值最大,因为壁面与流体间的热量交换都要通过贴壁处不动的薄流体层,因而这里换热最剧烈。由对流换热微分方程 $h = -\frac{\lambda}{\Delta t} \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=0}$, 对一定表面传热温差的同种流体, λ 与 Δt 均保持为常数,因而可用 $\frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=0}$ 绝对

值的大小来判断表面传热系数 h 的大小。

例 5-4 对流换热边界层微分方程组是否适用于粘度很大的油和 Pr 数很小的液态金属? 为什么?

解 对粘度很大的油类, Re 数很低, 速度边界层厚度 δ_x 与 x 为同一数量级, 因而动量微分方程中 $\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$ 与 $\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$ 为同一量级, 不可忽略, 且此时由 $\delta_x \sim x$, 速度 u 和 v 为同一量级, y 方向的动量微分方程不能忽略。

对液态金属, Pr 很小, 速度边界层厚度 δ 与温度边界层厚度 δ_t 相比, $\delta \ll \delta_t$, 在边界层内 $\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \sim \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}$, 因而能量方程中 $\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}$ 不可忽略。

因此, 对流换热边界层微分方程组不适用于粘度大的油和 Pr 数很小的液态金属。

例 5-5 试比较准则数 Nu 和 Bi 的异同。

解 从形式上看, Nu 数 ($Nu = \frac{hl}{\lambda}$) 与 Bi 数 ($Bi = \frac{hl}{\lambda}$) 完全相同, 但二者物理意义却不同。 Nu 数中的 λ 为流体的导热系数, 而一般 h 未知, 因而 Nu 数一般是待定准则。 Nu 数的物理意义表示壁面附近流体的无量纲温度梯度, 它表示流体对流换热的强弱。而 Bi 数中的 λ 为导热物体的导热系数, 且一般情况下 h 已知, Bi 数一般是已定准则。 Bi 数的物理意义是导热体内部导热热阻 (l/λ) 与外部对流热阻 ($1/h$) 的相对大小。

例 5-6 管内湍流强制对流换热时, Nu 数与 Re 数和 Pr 数有关。试以电加热方式加热管内水的强制对流为例, 说明在实验过程中应测定哪些物理量, 并简略绘制出其实验系统图。

解 由题意, 可知

$$Nu = f(Re, Pr)$$

而

$$Nu = \frac{hd_i}{\lambda}, Re = \frac{ud_i}{\nu}, Pr = \nu/a$$

表面传热系数 h 由下式确定

$$h = \frac{\Phi_c}{\pi d_i l (t_{wi} - t_f)}$$

流速 u 由下式确定

$$u = \frac{q_v}{\frac{\pi}{4} d_i^2}$$

其中 Φ_c 为加热量, 如为电加热, 管道外表面绝热良好, $\Phi_c = IU$, q_v 为通过管内的流体体积流量, t_{wi} 为内壁平均温度, t_f 为流体平均温度, $t_f = \frac{1}{2}(t'_f + t''_f)$ 。

因此, 实验过程中要测量的量包括:

- (1) 加热电流 I 和电压 U , 由此获得 Φ_c ;
- (2) 流体进出口温度 t'_f, t''_f 和内壁温 t_{wi} ;
- (3) 流体体积流量 q_v ;
- (4) 管子几何尺寸: 管径 d_i , 管长 l ;
- (5) 所有流体物性由 $t_f = \frac{1}{2}(t'_f + t''_f)$ 查取水的物性而得。

简单的实验系统如图 5-5 所示。

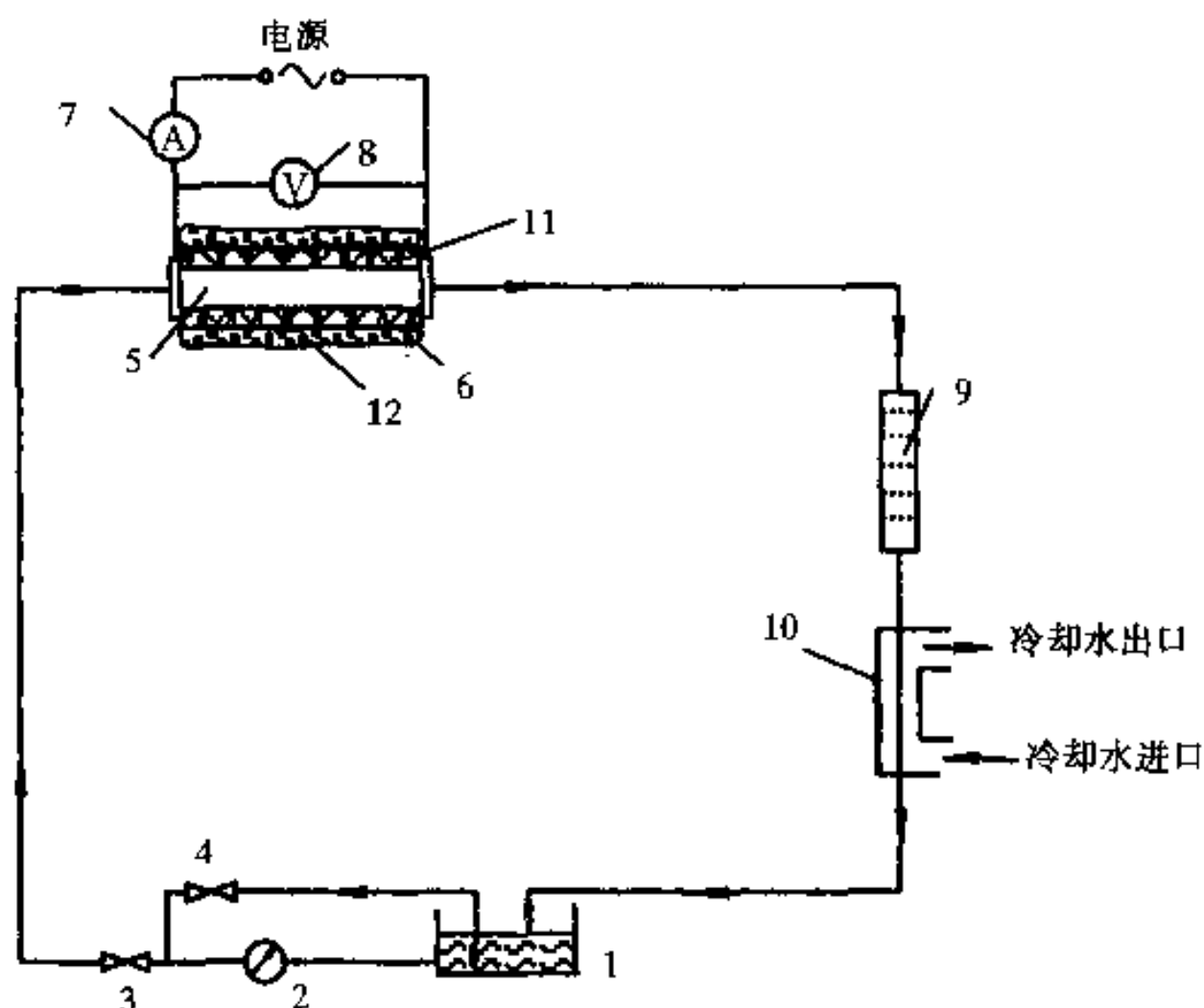


图 5-5 实验系统示意图

1—水箱；2—水泵；3—调节阀；4—旁通阀；5—实验段；6—热电偶；
7—电流表；8—电压表；9—流量计；10—冷却器；11—电加热器；12—绝热层

例 5-7 对管内强制对流换热，考虑温差修正系数时，为何对气体采用温度形式（教材式（5-55a）），而对液体却采用粘度形式（教材式（5-55b））？

解 在热边界层内温度场影响流体的物性值。对于液体，主要影响其粘度，而对密度等影响不大，因而温差修正系数采用粘度形式，即 $\left(\frac{\eta_l}{\eta_w}\right)^n$ 的形式；而对气体，温度场不仅影响其粘度，还影响其密度 ρ ，导热系数 λ 等参量，而所有这些参量均与温度有一定函数关系，所以采用温度形式修正，即 $\left(\frac{T_l}{T_w}\right)^n$ 的形式。

例 5-8 对管内强制对流换热，为何采用短管和弯管可以强化流体的换热？

解 采用短管，主要是利用流体在管内换热处于入口段温度边界层较薄，因而换热强的特点，即所谓的“入口效应”，从而强化换热。而对于弯管，流体流经弯管时，由于离心力作用，在横截面上产生二次环流，增加了扰动，从而强化了换热。

例 5-9 对管内层流强制对流换热，试定性给出沿管轴线方向局部表面传热系数 h_x 随 x 的变化曲线。并说明在传热温差一定的情况下，为何平均表面传热系数 h_m 总是高于局部表面传热系数？

解 由于入口效应，入口段热边界层较薄，因而换热较强。局部表面传热系数较高，且沿主流方向逐渐降低。当换热达充分发展段（温度边界层汇合于管子中心线后），局部表面传热系数 h_x 将保持不变，随 x 的变化趋势如图 5-6 实线所示。

在传热温差一定时，平均表面传热系数 h_m 与局部表面传热系数 h_x 有如下关系

$$h_m = \frac{1}{x} \int_0^x h_x dx$$

由上述积分的性质可知,在 $0 \sim x$ 区间内的平均值 h_m 要高于 x 处的局部值,因而平均表面传热系数总是位于局部值的上方(图 5-6 中虚线所示)。

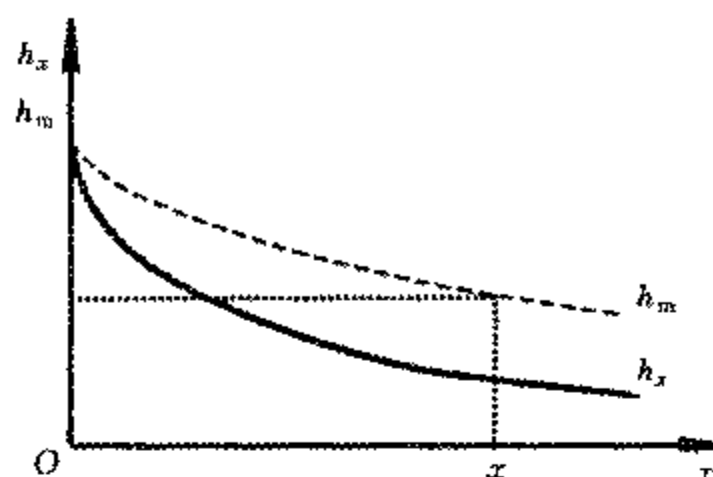


图 5-6 例 5-9 示意图

例 5-10 试举例说明,对管内强制对流换热的定量计算何时应采用试算法(迭代法)? 如何判断迭代过程达到收敛?

解 一般有以下几种情形,宜采用试算法。

(1) 管长 l 未知。因为管内湍流换热达充分发展时要求 $l/d_i \geq 60$ 。此时可先假定满足此条件,即令 $c_l = 1$ 。待根据热平衡方程求出管长后再校正。

(2) 流体速度未知。此时先假定流速,根据 Re 数选择层流或湍流公式,再根据热平衡方程对流速进行校正。

(3) 管内壁温度未知。由于内壁温未知,因而流体与壁温之差 $\Delta t = t_{wi} - t_f$ 未知,无法确定是否需要修正。此时可先假定 $c_t = 1$,然后由热平衡方程确定内壁温 t_{wi} ,再进行修正。

(4) 管径 d , 未知,因此无法确定是否是层流、湍流和满足 $l/d_i \geq 60$ 的条件。处理方法与流速和管长未知的情形类似。

(5) 流体出口温度(t''_f)未知。此时,流体平均温度 $t_f = \frac{1}{2}(t'_f + t''_f)$ 亦未知,因而无法确定流体物性(如 ν , Pr , λ 等)及是否要进行温差修正。处理方法先假设流体出口温度,按对流换热问题的求解步骤进行计算,最后用热平衡方程求出 t''_f ,再进行迭代计算,直到满足热平衡偏差为止。

迭代过程收敛的条件为热平衡偏差值小于 $\pm 5\%$ 。

例 5-11 试计算下列三种情形(图 5-7(a),(b),(c))的当量直径,其中打阴影线的部分表示流体流过的通道。

解 (1) $d_e = \frac{4A_c}{P}$, $A_c = \frac{\pi}{4}d_2^2 - 3 \frac{\pi}{4}d_1^2$, $P = \pi d_2 + 3\pi d_1$

$$\text{故 } d_e = \frac{4(\frac{\pi}{4}d_2^2 - \frac{3}{4}\pi d_1^2)}{\pi d_2 + 3\pi d_1} = \frac{d_2^2 - 3d_1^2}{d_2 + 3d_1}$$

$$(2) A_c = \frac{\sqrt{3}}{4}l^2 - \frac{\pi}{4}d^2 \times \frac{1}{2} = \frac{\sqrt{3}}{4}l^2 - \frac{\pi}{8}d^2$$

$$P = 3(l - d + \pi d/6) = 3(l - d) + \frac{1}{2}\pi d$$

$$\text{故: } d_e = \frac{4A_c}{P} = \frac{4(\frac{\sqrt{3}}{4}l^2 - \frac{\pi}{8}d^2)}{3(l - d) + \frac{1}{2}\pi d} = \frac{2\sqrt{3}l^2 - \pi d^2}{6(l - d) + \pi d}$$

$$(3) A_c = \frac{\pi}{4}d_2^2 - \frac{\pi}{4}d_1^2, \quad P = \pi d_2 + \pi d_1$$

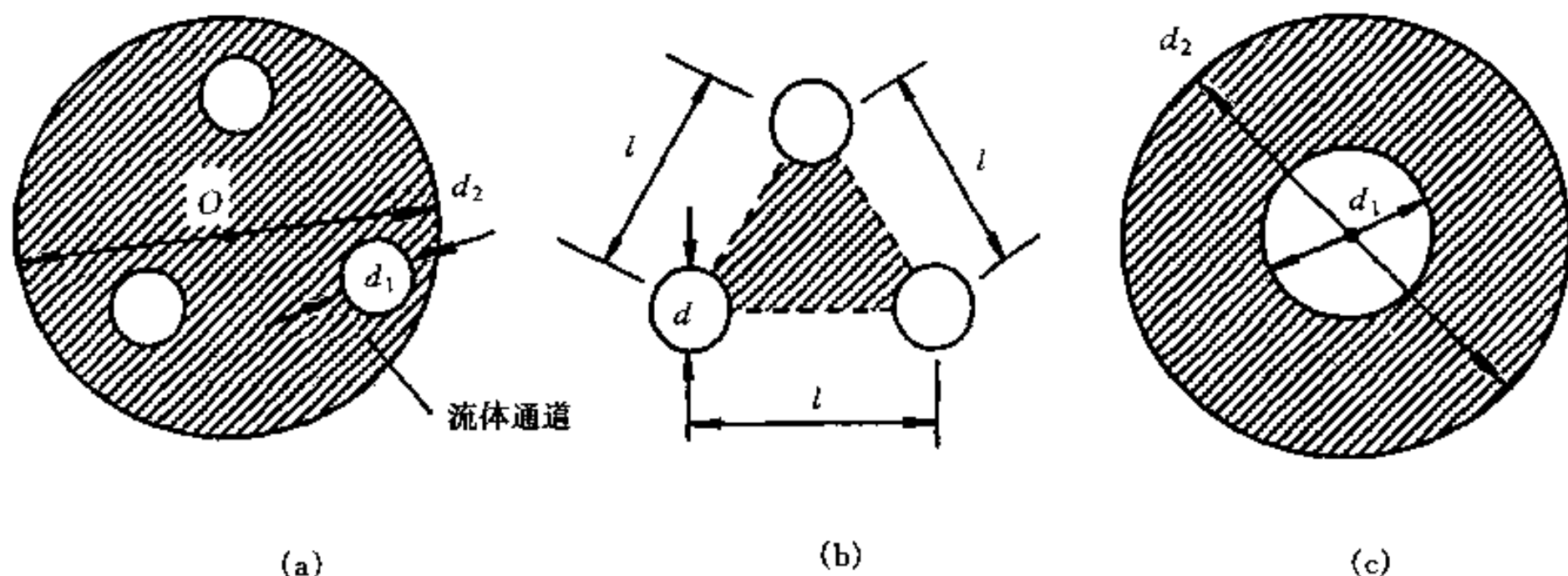


图 5-7 例 5-11 示意图

所以

$$d_e = \frac{4A_c}{P} = \frac{\pi d_2^2 - \pi d_1^2}{\pi(d_2 + d_1)} = d_2 - d_1$$

例 5-12 其他条件相同时,同一根管子横向冲刷与纵向冲刷相比,哪个的表面传热系数大、为什么?

解 横向冲刷时表面传热系数大。因为纵向冲刷时相当于外掠平板的流动,热边界层较厚,而横向冲刷时热边界层薄且存在由于边界层分离而产生的旋涡,增加了流体的扰动,因而换热强。

例 5-13 在进行外掠圆柱体的层流强制对流换热实验研究时,为了测量平均表面传热系数,需要布置测量外壁温度的热电偶。试问热电偶应布置在圆柱体周向方向何处?

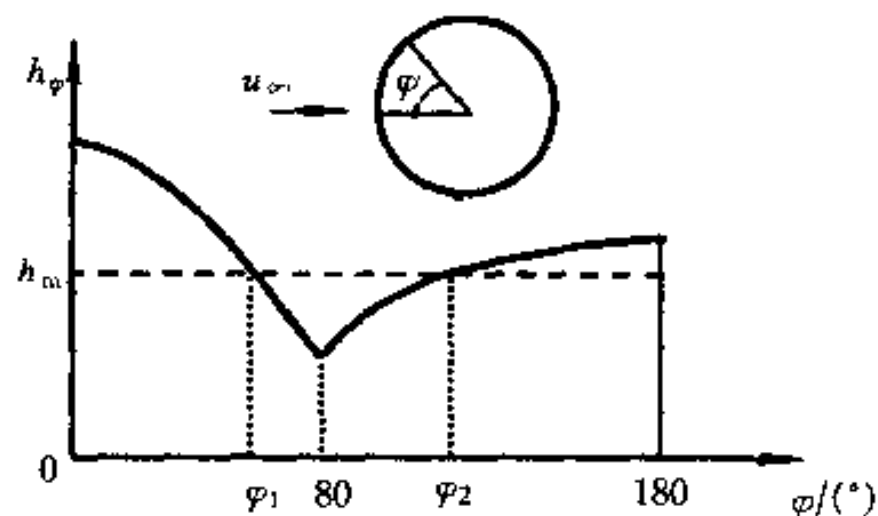


图 5-8 例 5-13 示意图

解 横掠圆管局部表面传热系数如图 5-8 所示。

在 $0 \sim 180^\circ$ 内表面传热系数的平均值 h_m 与该曲线有两个交点,其所对应的周向角分别为 φ_1, φ_2 。布置热电偶时,应布置在 φ_1, φ_2 所对应的圆周上。由于对称性,在圆柱的下半周还有两个点可以布置。

例 5-14 在地球表面某实验室内设计的自然对流换热实验,到太空中是否仍然有效,为什么?

解 该实验到太空中无法得到地面上的实验结果。因为自然对流是由流体内部的温度差从而引起密度差并在重力的作用下引起的。在太空中实验装置将处于失重状态,因而无法形成自然对流,所以无法得到预期的实验结果。

例 5-15 对有限空间的自然对流换热,有人经过计算得出其 Nu 数为 0.5。请利用所学过的传热学知识判断这一结果的正确性。

解 以如图 5-9 所示的有限空间自然对流为例。如果方腔内的空气没有对流,仅存在导热,则

$$q = \lambda \frac{t_h - t_c}{\delta}$$

此时当量的对流换热量可按下式计算

$$q = h(t_h - t_c)$$

由以上两式： $\frac{h\delta}{\lambda} = 1$ ，即 $Nu = 1$ 。

即方腔内自然对流完全忽略时，依靠纯导热的 Nu 数将等于 1，即 Nu 数的最小值为 1，不会小于 1，所以上述结果是不正确的。

例 5-16 电影《泰坦尼克号》里，男主人公杰克在海水里被冻死而女主人公罗丝却因躺在筏上而幸存下来。试从传热学的观点解释这一现象。

解 杰克在海水里其身体与海水间由于自然对流交换热量，而罗丝在筏上其身体与空气之间产生自然对流。在其他条件相同时，水的自然对流强度要远大于空气，因此杰克身体由于自然对流散失能量的速度比罗丝快得多。因此杰克被冻死而罗丝却幸免于难。

例 5-17 一般情况下粘度大的流体其 Pr 数也较大。由对流换热的实验关联式 $Nu = CRe^m Pr^n$ 可知 ($m > 0, n > 0$)， Pr 数越大， Nu 越也越大，从而 h 也越大。即粘度大的流体其表面传热系数也越高。这与经验得出的结论相反，为什么？

解 粘度越高时， Pr 数越大，但 Re 数越小。由

$Nu = CRe^m Pr^n = C \left(\frac{ud_e}{\nu} \right)^m \left(\frac{\nu}{a} \right)^n \propto \nu^{n-m}$ 。一般情况下，对流换热 $m > n$ ，即 $n - m < 0$ ，所以粘度增加时， Nu 数减少，即 h 减小。

例 5-18 在计及入口效应时，管内流动时的入口效应修正系数大于 1，而流体横掠管束时的总管排修正系数却小于 1，为什么？

解 对管内流动：由于入口效应，入口段热边界层较薄，表面传热系数较高，因而要乘以大于 1 的长度修正系数；而对流体横掠管束的流动，管排数越少，后排管束的扰动减小，因而应乘以小于 1 的修正系数。

5.3.2 定量计算

本节定量计算主要包括：相似原理的应用；外掠平板的强制对流换热；外掠单管及管束的强制对流换热；空气管槽内强制对流换热；大空间自然对流换热；有限空间自然对流换热及上述几种传热方式的综合应用等。

例 5-19 如图 5-10 所示，对横掠正方形截面棒的强制对流换热进行实验测定，测得的结果如下

当 $u_1 = 20 \text{ m/s}$ 时， $h_1 = 50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

当 $u_2 = 15 \text{ m/s}$ 时， $h_2 = 40 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

假定换热规律遵循如下函数形式： $Nu = CRe^m Pr^n$ ，其中 C, m, n 为常数。正方形截面对角线长为 $l = 0.5 \text{ m}$ 。

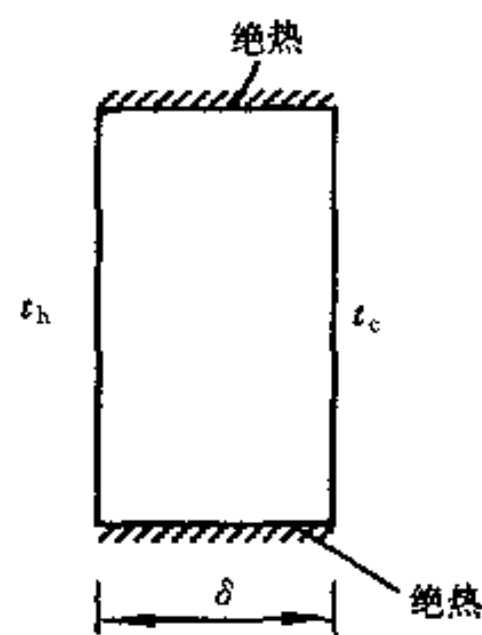


图 5-9 例 5-15 示意图

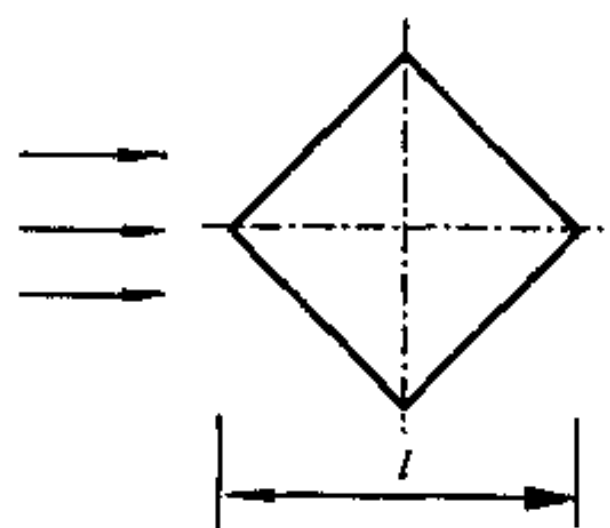


图 5-10 例 5-19 示意图

试确定:

(1) 形状仍为正方形但 $l=1\text{ m}$ 的柱体, 当空气流速为 15 m/s 和 30 m/s 时的平均表面传热系数;

(2) 如果用正方形杆的边长而不是对角线长度来作为特征长度, 上述结果是否一样。

假定上述各情形下的定性温度之值均相同。

解 (1) 根据题意

$$Nu = CRe^m Pr^n$$

即

$$\frac{hl}{\lambda} = C \left(\frac{ul}{\nu} \right)^m Pr^n$$

考虑到 C, m, n 为常数, 物性亦为常数(定性温度相同), 因此

$$hl \propto (ul)^m$$

可以根据试验结果确定 m 之值, 即

$$\frac{h_1 l_1}{h_2 l_2} = \frac{(u_1 l_1)^m}{(u_2 l_2)^m}$$

代入数据

$$\frac{50 \times 0.5}{40 \times 0.5} = \left(\frac{20 \times 0.5}{15 \times 0.5} \right)^m$$

所以 $m = 0.782$

当 $l=1\text{ m}$, $u=15\text{ m/s}$ 时:

$$h = h_1 l_1 \left(\frac{u}{u_1} \frac{l}{l_1} \right)^m / l = 50 \times 0.5 \times \left(\frac{15}{20} \times \frac{1.0}{0.5} \right)^{0.782} / 1.0 = 34.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

当 $l=1\text{ m}$, $u=30\text{ m/s}$ 时,

$$h = h_1 l_1 \left(\frac{u}{u_1} \frac{l}{l_1} \right)^m / l = 50 \times 0.5 \times \left(\frac{30}{20} \times \frac{1.0}{0.5} \right)^{0.782} / 1.0 = 59 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

(2) 如果选择边长代替对角线作为特征长度, 则相应的 Re 数和 C 值将发生变化, 而表面传热系数则不随特征长度的改变而发生变化。

例 5-20 温度为 $50\text{ }^\circ\text{C}$, 压力为 $1.01325 \times 10^5\text{ Pa}$ 的空气, 平行掠过一块表面温度为 $100\text{ }^\circ\text{C}$ 的平板上表面, 平板下表面绝热。平板沿流动方向长度为 0.2 m , 宽度为 0.1 m 。按平板长度计算的 Re 数为 4×10^4 。试确定:

(1) 平板表面与空气间的表面传热系数和传热量;

(2) 如果空气流速增加一倍, 压力增加到 $10.1325 \times 10^5\text{ Pa}$, 平板表面与空气的表面传热系数和传热量。

解 本题为空气外掠平板强制对流换热问题。

(1) 由于 $Re = 4 \times 10^4 < 5 \times 10^5$, 属层流状态。

故

$$Nu = 0.664 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}$$

空气定性温度 $t_f = \frac{1}{2}(t_\infty + t_w) = \frac{1}{2} \times (100 + 50) = 75\text{ }^\circ\text{C}$,

空气的物性参数为 $\lambda = 0.0299\text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $Pr = 0.70$

故

$$Nu = \frac{hl}{\lambda} = 0.664 \times (4 \times 10^4)^{\frac{1}{2}} \times (0.7)^{\frac{1}{3}} = 117.9$$

$$h = \frac{Nu\lambda}{l} = \frac{117.9 \times 0.0299}{0.2} = 17.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$\begin{aligned} \text{散热量 } \Phi &= hA(t_w - t_\infty) \\ &= 17.6 \times 0.2 \times 0.1 \times (100 - 50) \\ &= 17.6 \text{ W} \end{aligned}$$

(2) 若流速增加一倍, $u_2 = 2u_1$, 压力 $p_2 = 10p_1$, 则

$$\rho_2 = 10\rho_1, \nu_2 = \nu_1/10$$

而 $Re = \frac{ul}{\nu}$

故 $\frac{Re_2}{Re_1} = \frac{u_2}{u_1} \frac{\nu_1}{\nu_2} = 2 \times 10 = 20$

所以 $Re_2 = 20 \times 4 \times 10^4 = 8 \times 10^5 > 5 \times 10^5$, 属湍流

由教材式(5-42b)

$$\begin{aligned} Nu &= (0.037 Re^{0.8} - 871) Pr^{\frac{1}{3}} \\ &= (0.037 \times (8 \times 10^5)^{0.8} - 871) \times 0.7^{\frac{1}{3}} \\ &= 961 \\ h &= \frac{Nu\lambda}{l} = \frac{961 \times 0.0299}{0.2} = 143.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

散热量

$$\Phi = 143.6 \times 0.1 \times 0.2 \times (100 - 50) = 143.6 \text{ W}$$

例 5-21 用热线风速仪测定气流速度的试验中, 将直径为 0.1 mm 的电热丝与来流方向垂直放置, 来流温度为 25 ℃, 电热丝温度为 55 ℃, 测得电加热功率为 20 W/m。假定除对流外其他热损失可忽略不计。试确定此时的来流速度。

解 本题为空气外掠圆柱体强制对流换热问题。

由题意, $\Phi_l = 20 \text{ W}/\text{m}$, 由牛顿冷却公式

$$\Phi_l = hA(t_w - t_f) = h\pi d(t_w - t_f)$$

$$h = \Phi_l / \pi d(t_w - t_f) = 20 / [\pi \times 0.1 \times 10^{-3} \times (55 - 25)] = 2122 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

定性温度 $t_m = \frac{1}{2}(t_w + t_f) = \frac{1}{2}(25 + 55) = 40 \text{ ℃}$

空气的物性值: $\lambda = 0.0276 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $\nu = 16.96 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $Pr = 0.699$

由此得 $Nu = \frac{hd}{\lambda} = \frac{2122 \times 0.1 \times 10^{-3}}{0.0276} = 7.689$

假设 Re 数之值范围在 40~4000, 由教材式(5-70), 有

$$Nu = CRe^n Pr^{\frac{1}{3}}, \text{ 其中 } C = 0.683, n = 0.466$$

即 $7.689 = 0.683 \times Re^{0.466} \times 0.699^{\frac{1}{3}}$

得 $Re = 233.12$ 符合上述假设范围。

故 $u_\infty = Re \frac{\nu}{d} = 233.12 \times 16.96 \times 10^{-6} / 0.1 \times 10^{-3} = 39.54 \text{ m}/\text{s}$

例 5-22 为增强散热, 把一根直径为 $d = 15 \text{ mm}$, 长度 $l = 200 \text{ mm}$ 的铜棒水平地插到一个电器设备的两个表面之间。如图 5-11 所示。铜棒两端的温度均为 $t_0 = 80 \text{ ℃}$, 温度为 $t_\infty = 20 \text{ ℃}$ 的空气以 $u = 20 \text{ m}/\text{s}$ 的流速横向流过此棒。试确定:

- (1) 该棒中间截面处的温度;
 (2) 棒的散热量。

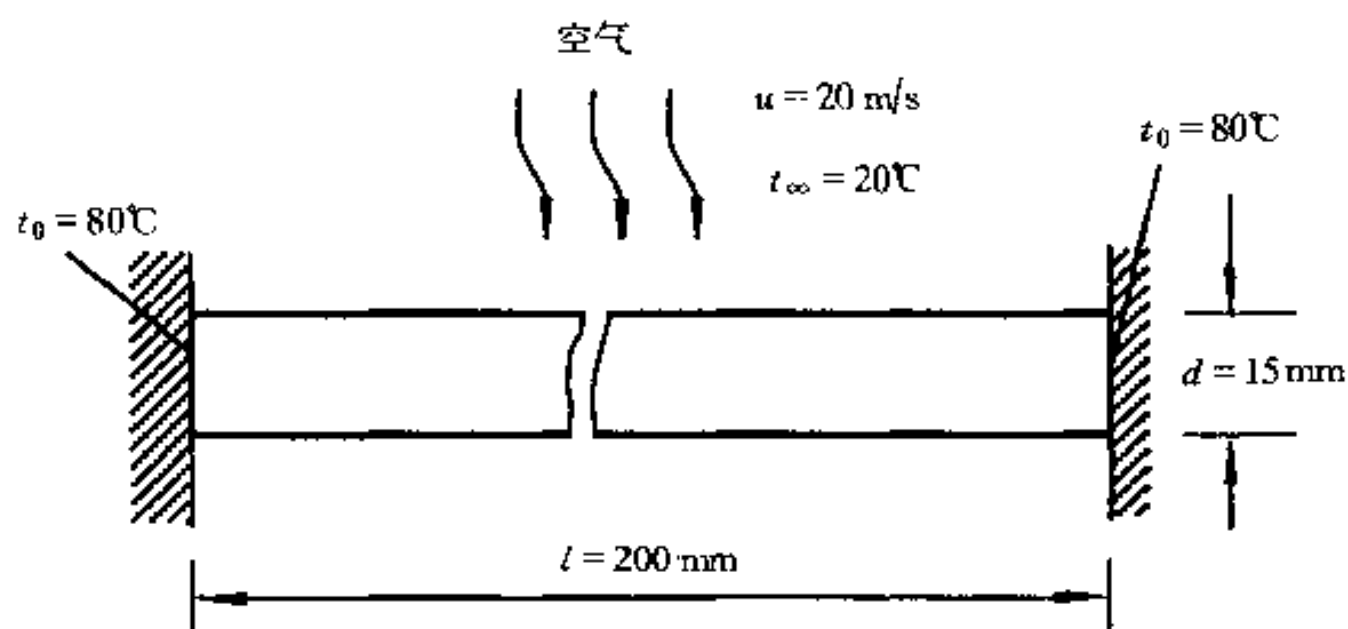


图 5-11 例 5-22 示意图

解 在忽略热辐射的情况下,按外掠棒的强制对流换热可确定其表面传热系数,铜的导热系数很大,可认为沿铜棒的热量传递是一维的热传导。由于问题的对称性,只研究一半的铜棒即可。取铜的导热系数 $\lambda_1 = 398 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,取 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 空气的物性参数: $\nu = 15.06 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $\lambda = 0.0259 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $Pr = 0.703$

(1) 先确定空气的表面传热系数 h

$$Nu = CRe^n Pr^{\frac{1}{3}}$$

而
$$Re = \frac{u d}{\nu} = \frac{20 \times 0.015}{15.06 \times 10^{-6}} = 19920$$

由教材式(5-70)及表(5-5)有

$$\begin{aligned} Nu &= 0.193 Re^{0.618} Pr^{\frac{1}{3}} \\ &= 0.193 \times (19920)^{0.618} \times (0.703)^{\frac{1}{3}} = 77.9 \end{aligned}$$

所以
$$h = \frac{Nu \lambda}{d} = \frac{77.9 \times 0.0259}{0.015} = 134.5 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

由教材式(2-37)有

$$\theta_{l/2} = \theta_0 / \text{ch}(m \frac{l}{2})$$

其中
$$m = \sqrt{\frac{hP}{\lambda_1 A_c}} = \sqrt{\frac{h \pi d}{\lambda_1 \frac{\pi}{4} d^2}} = \sqrt{\frac{4h}{\lambda_1 d}} = \sqrt{\frac{4 \times 134.5}{398 \times 0.015}} = 9.493$$

$$\theta_0 = t_0 - t_\infty = 80 - 20 = 60^\circ\text{C}$$

所以

$$\theta_{l/2} = t_{l/2} - t_\infty = \frac{60}{\text{ch}(9.493 \times 0.1)} = 40.39 \text{ }^\circ\text{C}$$

故
$$t_{l/2} = 40.39 + 20 = 60.39 \text{ }^\circ\text{C}$$

(2) 散热量可按教材式(2-38)求得

$$\Phi = 2\Phi_{l/2} = 2 \frac{hP}{m} \theta_0 \text{th}(m l/2)$$

$$= 2 \times \frac{134.5 \times \pi \times 0.015}{9.493} \times 60 \times \text{th}(9.493 \times 0.1)$$

$$= 59.25 \text{ W}$$

例 5-23 为增强金属表面的散热,在金属表面上伸出一组圆形截面的直肋,肋根温度维持定值,肋片材料导热系数为 $98 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,肋片成叉排布置, $s_1/d = s_2/d = 2$, $d = 10 \text{ mm}$ 。冷空气横向吹过肋片,最窄截面处空气流速为 3.8 m/s ,气流温度 $t_f = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ 。肋片表面平均温度为 $t_w = 65 \text{ }^\circ\text{C}$ 。设在流动方向肋片排数大于 10。要使肋片效率高于 83% 以便有效地利用金属,肋片应多高?

解 为计算肋效率,先计算肋片的表面传热系数。本题为空气横掠叉排管束的强制对流换热问题。

$$\text{空气定性温度 } t_m = \frac{1}{2}(t_f + t_w) = \frac{1}{2} \times (35 + 65) = 50 \text{ }^\circ\text{C}$$

空气的物性参数: $\lambda = 0.0283 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $\nu = 17.95 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$Re = \frac{u_{\max} d}{\nu} = \frac{3.8 \times 0.01}{17.95 \times 10^{-6}} = 2117$$

由教材式(5-72)及表 5-7 得

$$Nu = 0.482 Re^{0.556} = 0.482 \times (2117)^{0.556} = 34.05$$

所以

$$h = \frac{Nu \lambda}{d} = \frac{34.05 \times 0.0283}{0.01} = 96.4 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

而

$$m = \sqrt{\frac{hP}{\lambda A_c}} = \sqrt{\frac{4h}{\lambda d}} = \sqrt{\frac{4 \times 96.4}{98 \times 0.01}} = 19.83$$

根据题意

$$\eta_f = \frac{\text{th}(mH)}{mH} \geq 0.83$$

得 $mH \leq 0.8$, 所以 $H \leq \frac{0.8}{19.83} = 0.04 \text{ m}$

即肋片高度应小于 0.04 m 。

例 5-24 热空气在内径为 20 mm 的管内流动并被冷却,在流动充分发展段管子中心处的流速为 $u_0 = 2 \text{ m/s}$,且在某断面 a 处管子内壁温度 $t_{wa} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$,沿流动方向距 a 断面 1 m 处的 b 断面处管子内壁温度 $t_{wb} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ 。设该管子受均匀热流加热。取 a, b 处内壁温之平均温度作为定性温度。试确定 a, b 断面处空气的平均温度。管内层流充分发展段常热流边界条件下换热 $Nu = 4.36$ 。

$$\text{解 由题意, } t_m = \frac{1}{2}(t_{wa} + t_{wb}) = (250 + 200)/2 = 225 \text{ }^\circ\text{C}$$

查空气的物性参数

$$\lambda = 0.041 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}), \rho = 0.71 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$c_p = 1032 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K}), Pr = 0.6785$$

$$\nu = 37.73 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

假定流动为层流,则管内平均流速 $u_m = \frac{1}{2}u_0 = 1 \text{ m/s}$

$$Re = \frac{u_m d}{\nu} = \frac{1 \times 20 \times 10^{-3}}{37.73 \times 10^{-6}} = 530 < 2300$$

故假定层流正确。

由管内层流常热流边界条件下强制对流换热特点 $Nu = \frac{hd}{\lambda} = 4.36$

$$\text{故 } h = 4.36 \times \frac{\lambda}{d} = 4.36 \times \frac{4.1 \times 10^{-2}}{0.02} = 8.94 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) = \text{常数}$$

并且对恒热流情形, $q = h(t_{fa} - t_{wa}) = h(t_{fb} - t_{wb})$ (1)

即 $t_{fa} - t_{fb} = t_{wa} - t_{wb}$

在 a, b 断面之间, 热空气和壁面间的换热量等于热空气的焓的变化, 即

$$\begin{aligned} q &= \frac{\Phi}{A} = \frac{\rho u_m A_c c_p (t_{fa} - t_{fb})}{A} \\ &= \frac{0.71 \times 1 \times \frac{\pi}{4} \times (2 \times 10^{-3})^2 \times 1032 \times (250 - 200)}{\pi \times 20 \times 10^{-3} \times 1} \\ &= 183 \text{ W}/\text{m}^2 \end{aligned}$$

由(1)式, 有

$$t_{fa} = t_{wa} + \frac{q}{h} = 250 + \frac{183}{8.94} = 270 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{fb} = t_{wb} + \frac{q}{h} = 200 + \frac{183}{8.94} = 220 \text{ }^\circ\text{C}$$

例 5-25 设圆管内强制对流处于均匀壁温 t_w 的条件, 流动和换热达充分发展段, 流体进口温度为 t'_f , 流体质量流量为 q_m , 定压比热容为 c_p , 流体与壁面间的表面传热系数为 h , 如图 5-12 所示。试证明下列关系式成立

$$\frac{t_{fx} - t_w}{t'_f - t_w} = \exp\left(-\frac{Px}{q_m c_p} h\right)$$

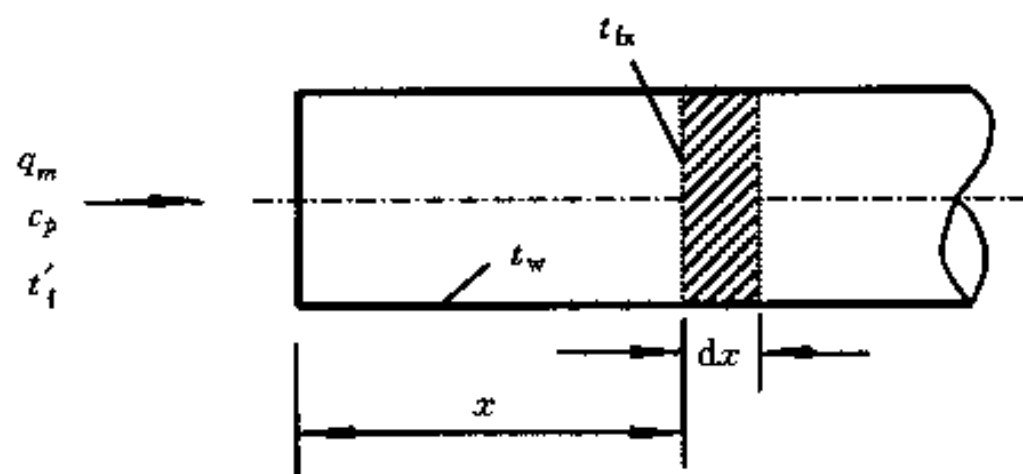


图 5-12 例 5-25 示意图

式中 x 为距进口的轴向距离, P 为管横截面周长, t_{fx} 表示流体在 x 截面处的平均温度。

解 取圆管中 dx 段作研究对象, 列热平衡

$$q_m c_p dt_m = qP dx$$

式中 q 为 x 处的局部热流, 且 $q = h(t_w - t_m)$

故 $q_m c_p dt_m = h(t_w - t_m)P dx$

即 $\frac{dt_m}{dx} = \frac{hP}{q_m c_p} (t_w - t_m)$

可改写成

$$\frac{d(t_w - t_m)}{dx} = -\frac{hP}{q_m c_p} (t_w - t_m)$$

令 $t_w - t_m = \Delta t$, 即

$$\frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -\frac{hP}{q_m c_p} dx$$

将上式从进口到 x 处积分, 得

$$\int_{\Delta t_i}^{\Delta t_x} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = \int_0^x -\frac{hP}{q_m c_p} dx$$

其中 $\Delta t_i = t_w - t'_i$, $\Delta t_x = t_w - t_{fx}$

所以

$$\ln \frac{\Delta t_x}{\Delta t_i} = -\frac{hP}{q_m c_p} x$$

即

$$\frac{t_{fx} - t_w}{t'_i - t_w} = \exp\left(-\frac{hP}{q_m c_p} x\right)$$

注意上式结论很重要, 它对管内层流和湍流在恒壁温边界条件下充分发展段强制对流换热都适用。当管长为 l , 流体出口温度为 t''_i 时, 有

$$\frac{t''_i - t_w}{t'_i - t_w} = \exp\left(-\frac{hPl}{q_m c_p}\right)$$

例 5-26 水以 2 kg/s 的质量流量流过直径为 40 mm, 长为 4 m 的圆管, 管壁温度保持在 90 °C, 水的进口温度为 30 °C。求水的出口温度和管子对水的散热量。水的物性按 40 °C 的水查取。不考虑由温差引起的修正。

解 本题属水在管内的强制对流换热。40 °C 水的物性参数如下

$$\lambda = 0.635 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}), c_p = 4174 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}),$$

$$\eta = 653.3 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}, Pr = 4.31$$

$$\text{则 } Re = \frac{4q_m}{\pi d \eta} = \frac{4 \times 2}{\pi \times 0.04 \times 653.3 \times 10^{-6}} = 9.745 \times 10^4 > 10^4$$

属旺盛湍流, 考虑到水被加热, 取公式

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$= 0.023 \times (9.745 \times 10^4)^{0.8} \times (4.31)^{0.4} = 404.1$$

$$h = \frac{Nu \lambda}{d} = \frac{404.1 \times 0.635}{0.04} = 6597.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

由题意, $l/d = 4/0.04 = 100 > 60$, $c_l = 1$, 且不考虑温差修正, $c_t = 1$ 。

由上题结论可知, 出口水温为

$$\begin{aligned} t''_i &= t_w - (t_w - t'_i) \exp\left(-\frac{hPl}{q_m c_p}\right) \\ &= 90 - (90 - 30) \exp\left(-\frac{\pi \times 0.04 \times 6597.6 \times 4}{2 \times 4174}\right) \\ &= 49.7 \text{ °C} \end{aligned}$$

管子对水的散热量

$$\Phi = q_m c_p (t''_f - t'_f) = 2 \times 4\,174 \times (49.7 - 30) = 1.64 \times 10^5 \text{ W}$$

例 5-27 一套管式换热器,饱和蒸汽在内管中凝结,使内管外壁温度保持在 100℃,初温为 25℃,质量流量为 0.8 kg/s 的水从套管换热器的环形空间中流过,换热器外壳绝热良好。环形夹层内管外径为 40 mm,外管内径为 60 mm,试确定把水加热到 55℃ 时所需的套管长度,及管子出口截面处的局部热流密度。不考虑温差修正。

解 本题为水在环形通道内强制对流换热问题,要确定的是管子长度,因而可先假定管长满足充分发展的要求,然后再校核。

由定性温度 $t_m = \frac{1}{2}(t'_f + t''_f) = \frac{1}{2} \times (25 + 55) = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, 得水的物性参数

$$\lambda = 0.635 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}), \eta = 653.3 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$c_p = 4\,174 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}), Pr = 4.31$$

当量直径 $d_e = d_2 - d_1 = 60 - 40 = 20 \text{ mm} = 0.02 \text{ m}$

$$Re = \frac{\rho u d_e}{\eta} = \frac{4 q_m}{\eta \pi (d_2 + d_1)} = \frac{4 \times 0.8}{653.3 \times 10^{-6} \pi \times (0.06 + 0.04)} = 15\,591.5$$

水被加热

$$\begin{aligned} Nu &= 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \\ &= 0.023 \times (15\,591.5)^{0.8} \times (4.31)^{0.4} = 93.3 \end{aligned}$$

假设换热达充分发展

$$\begin{aligned} c_l &= 1 \\ h &= \frac{Nu \lambda}{d_e} = \frac{93.3 \times 0.635}{0.02} = 2\,962.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

换热量

$$\Phi = q_m c_p (t''_f - t'_f) = 0.8 \times 4\,174 \times (55 - 25) = 100\,176 \text{ W}$$

而

$$\Phi = hA(t_w - t_m) = h \pi d l (t_w - t_m)$$

所以

$$l = \frac{\Phi}{h \pi d (t_w - t_m)} = \frac{100\,176}{2\,962.3 \pi \times 0.04 \times (100 - 40)} = 4.485 \text{ m}$$

$$l/d_e = \frac{4.485}{0.02} = 224 \gg 60$$

故换热已充分发展,不考虑管长修正。

管子出口处的热流密度按下式计算

$$\begin{aligned} q_o &= h(t_w - t''_f) \\ &= 2\,962.3 \times (100 - 55) = 133 \text{ kW}/\text{m}^2 \end{aligned}$$

例 5-28 反应堆中的棒束元件被纵向水流所冷却(如图 5-13 所示)。已知冷却水平均温度 $t_f = 200 \text{ }^\circ\text{C}$, 平均流速 $u = 8 \text{ m/s}$ 。元件外直径 $d = 9 \text{ mm}$, 相邻元件的中心间距 $s = 13 \text{ mm}$ 。被冷却表面的平均热流密度 $q = 1.7 \times 10^6 \text{ W}/\text{m}^2$ 。试求被冷却表面的平均表面传热系数和平均壁面温度。忽略入口效应和由温差所引起的修正。

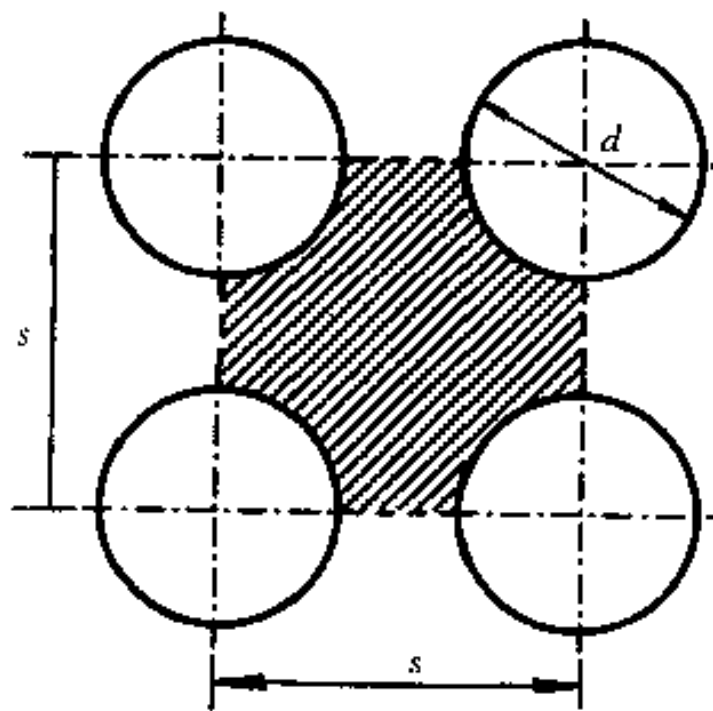


图 5-13 例 5-28 示意图

解 由于元件是被纵向水流冷却,所以此题属于槽内流体的强制对流换热。特征长度为当量直径。

先求当量直径 d_e

$$d_e = \frac{4A}{P} = \frac{4(s^2 - \frac{\pi d^2}{4})}{\pi d} = \frac{4 \times (13^2 - \frac{\pi}{4} 9^2) \times 10^{-6}}{\pi \times 9 \times 10^{-3}}$$

$$= 15 \times 10^{-3} \text{ m}$$

平均水温 $t_f = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ 下的物性参数

$$\lambda = 66.3 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \quad \nu = 0.158 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\eta = 136.4 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad Pr = 0.93$$

$$Re = \frac{u d_e}{\nu} = \frac{8 \times 15 \times 10^{-3}}{0.158 \times 10^{-6}} = 7.59 \times 10^5$$

属旺盛湍流

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$= 0.023 \times (7.59 \times 10^5)^{0.8} \times (0.93)^{0.4}$$

$$= 1130.6$$

$$h = \frac{Nu \lambda}{d_e} = 1130.6 \times 66.3 \times 10^{-2} / 15 \times 10^{-3} = 49973 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

由牛顿冷却公式

$$q = h(t_w - t_f)$$

得
$$t_w = t_f + \frac{q}{h} = 200 + \frac{1.7 \times 10^6}{49973} = 234 \text{ }^\circ\text{C}$$

本题 $Re = 7.59 \times 10^5$, 严格地讲超出了教材式(5-54)的使用范围。此时可用教材式(5-58)公式进行计算。这里主要给读者介绍解题思路和方法。读者可自行按教材式(5-58)求解。

例 5-29 一种储蓄热能的装置如图 5-14 所示。一根内径为 25 mm 的圆管被置于一正方形截面的石蜡体中心,热水流过管内使石蜡熔解,从而把热水的显热转化为石蜡的潜热而储蓄起来。热水入口温度为 $60 \text{ }^\circ\text{C}$, 质量流量为 0.15 kg/s 。石蜡物性参数为:熔点 $27.4 \text{ }^\circ\text{C}$, 熔化潜热 244 kJ/kg , 固体石蜡密度 770 kg/m^3 。设管表面温度在加热过程中一直处于石蜡的熔点。试计算把该单元中的石蜡全部熔化成热水需要流过多长时间? 已知 $b = 0.25 \text{ m}$, $l = 3 \text{ m}$ 。

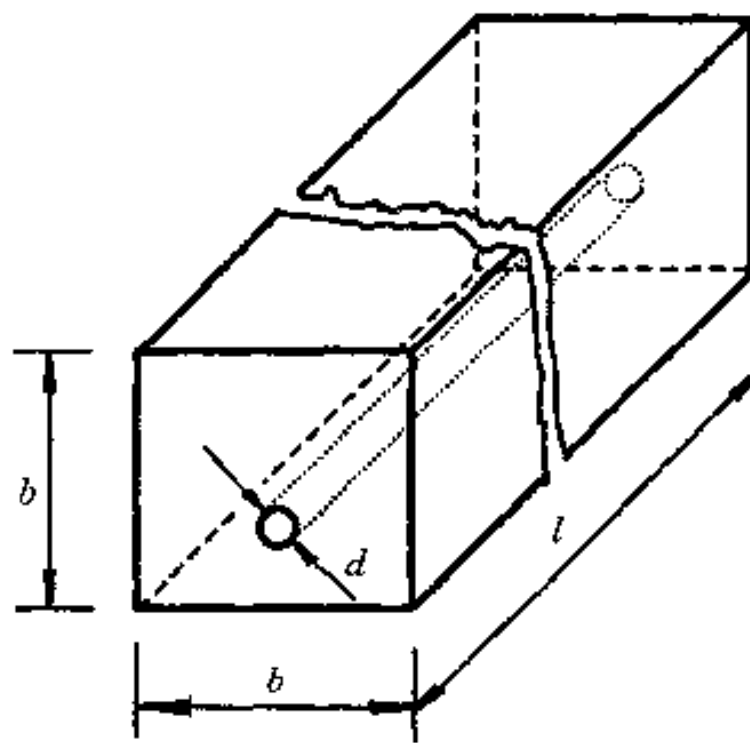


图 5-14 例 5-29 示意图

解 此题属管内强制对流换热问题,为求得加热时间需知道管子的换热量,从而需求解表面传热系数。而流体出口温度未知,因而必须迭代求解。

先假定出口水温为 $t''_f = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, 则水的定性温度为 $t_f = \frac{1}{2}(60 + 40) = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, 水的物性参

数: $\lambda = 0.648 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $\eta = 549.4 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $\rho = 988.1 \text{ kg}/\text{m}^3$,
 $Pr = 3.54$, $c_p = 4174 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

$$Re = \frac{4q_m}{\pi d \eta} = \frac{4 \times 0.15}{\pi \times 0.025 \times 549.4 \times 10^{-6}} = 13905$$

因水被冷却,故

$$\begin{aligned} Nu &= 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \\ &= 0.023 \times (13905)^{0.8} \times (3.54)^{0.3} = 69.34 \\ h &= \frac{Nu \lambda}{d} = \frac{69.34 \times 0.648}{0.025} = 1797 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

$l/d = \frac{3}{0.025} = 120 > 60$, 所以 $c_l = 1$, $\Delta t = t_f - t_w = 50 - 27.4 = 22.6 < 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $c_t = 1$

热平衡方程:

$$hA(t_f - t_w) = q_m c_p (t'_f - t''_f)$$

其中 $t_f = \frac{1}{2}(t'_f + t''_f)$, $A = \pi dl$

上式中只有 t''_f 未知,由热平衡方程求得的 t''_f ,得

$$t''_f = 43.52 \text{ }^\circ\text{C}$$

与假定值 $t''_f = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ 相差较大。重新假定 t''_f , 并重复上述各步,可获得 $t''_f = 43.4 \text{ }^\circ\text{C}$ 。壁温与流体温度之差 $\Delta t = t_f - t_w = \frac{60 + 43.4}{2} - 27.4 = 24.3 \text{ }^\circ\text{C}$, 无需引入温差修正,即 $c_t = 1$ 。计算热平衡偏差,水与石蜡的换热量为:

$$\Phi_1 = q_m c_p (t'_f - t''_f) = 0.15 \times 4174 \times (60 - 43.4) = 10395.5 \text{ W}$$

而由牛顿冷却公式

$$\Phi_2 = hA(t_f - t_w) = 1797\pi \times 0.025 \times 3 \times \left(\frac{60 + 43.4}{2} - 27.4 \right) = 10288.8 \text{ W}$$

$$\begin{aligned} \text{热平衡偏差 } \Delta &= \left| \frac{\Phi_1 - \Phi_2}{(\Phi_1 + \Phi_2)/2} \right| \times 100\% = \left| \frac{10395.8 - 10288.8}{(10395.8 + 10288.8)/2} \right| \times 100\% \\ &= 1.03\% < 5\% \end{aligned}$$

故上述计算结果有效,得 $t''_f = 43.4 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

为使石蜡熔化所需的热量为

$$Q = rm = r\rho V = 244 \times 10^3 \times 770 \times \left(0.25^2 \times 3 - \frac{0.025^2}{4} \pi \times 3 \right) = 3.4951 \times 10^7 \text{ J}$$

故所需加热时间

$$\tau = Q/\Phi = 3.4951 \times 10^7 / 10342.3 = 3379.4 \text{ s} = 56.3 \text{ min}$$

注意

本题常见的错误有:有人将石蜡的熔点作为水的出口温度,或仅以 $t_f = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ 作为定性温度确定水的物性参数。

例 5-30 表面温度 $t_w = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ 的电线横置于 $t_f = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ 的空气中进行冷却。如果把电线放在水中, t_w , t_f 均保持不变,试问两种情况下电线内的电流将如何改变? 已知 Gr 数的范围

在 $10^4 \sim 10^8$ 之间。

解 本题属大空间自然对流换热问题。

$$\text{定性温度 } t_m = \frac{1}{2}(t_w + t_f) = \frac{1}{2} \times (80 + 20) = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{空气的物性 } \lambda = 0.0283 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}), \quad \nu = 17.95 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0.698, \quad \alpha = \frac{1}{273 + 50} = 3.09 \times 10^{-3} \text{ 1/K}$$

$$\text{水的物性 } \lambda = 0.648 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}), \quad \nu = 0.556 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 3.54, \quad \alpha = 4.49 \times 10^{-4} \text{ 1/K}$$

由题中 Gr 数的范围知,流态为层流,由教材表 5-12 查得

$$Nu = 0.48(Gr Pr)^{\frac{1}{4}}$$

$$h = \frac{Nu \lambda}{d} = \frac{\lambda}{d} \times 0.48 \left(\frac{g \alpha \Delta t d^3}{\nu^2} Pr \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$\begin{aligned} \text{所以 } \frac{h_{\text{空气}}}{h_{\text{水}}} &= \frac{\lambda_{\text{空气}}}{\lambda_{\text{水}}} \left(\frac{\nu_{\text{水}}^2}{\nu_{\text{空气}}^2} \frac{\alpha_{\text{空气}}}{\alpha_{\text{水}}} \frac{Pr_{\text{空气}}}{Pr_{\text{水}}} \right)^{\frac{1}{4}} \\ &= \frac{0.0283}{0.648} \times \left(\frac{(0.556 \times 10^{-6})^2}{(17.95 \times 10^{-6})^2} \times \frac{3.09 \times 10^{-3}}{4.49 \times 10^{-4}} \times \frac{0.698}{3.54} \right)^{\frac{1}{4}} \\ &= 8.3 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

$$\text{又 } \Phi = I^2 R = h A \Delta T$$

$$\text{所以 } \frac{I_{\text{空气}}}{I_{\text{水}}} = \sqrt{\frac{h_{\text{空气}}}{h_{\text{水}}}} = \sqrt{8.3 \times 10^{-3}} = 0.091$$

即空气中所允许的电流只有水中的 9.1%。

例 5-31 一边长为 30 cm 的正方形薄平板,内部有电加热装置,垂直放置于静止空气中,左侧绝热。空气温度为 $35 \text{ } ^\circ\text{C}$ 。为防止平板内部电热丝过热,其表面温度不允许超过 $150 \text{ } ^\circ\text{C}$ 。平板表面辐射换热的表面传热系数取为 $9 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。试确定电热器所允许的最大功率。

解 本题为大空间自然对流换热和辐射换热组成的复合换热问题。

$$\text{定性温度 } t_m = \frac{1}{2}(t_w + t_f) = \frac{1}{2} \times (150 + 35) = 92.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{空气物性 } \lambda = 0.0315 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}) \quad \nu = 22.36 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad Pr = 0.6895$$

$$Gr = \frac{g \alpha (t_w - t_f) l^3}{\nu^2} = \frac{9.8 \times (150 - 35) \times 0.3^3}{(273 + 92.5) \times (22.36 \times 10^{-6})^2} = 1.6652 \times 10^8$$

由教材式(5-79)及表 5-12

$$\begin{aligned} Nu &= 0.59 \times (Gr Pr)^{\frac{1}{4}} \\ &= 0.59 \times (1.6652 \times 10^8 \times 0.6895)^{\frac{1}{4}} = 61.07 \\ h &= \frac{Nu \lambda}{l} = \frac{61.07 \times 0.0315}{0.3} = 6.41 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

故平板散热量,即电热器所允许的最大功率

$$\Phi = (h + h_r) A (t_w - t_f)$$

$$= (6.41 + 9) \times 0.3^2 \times (150 - 35) = 159.5 \text{ W}$$

例 5-32 一水平封闭夹层,上下表面间距 $\delta = 16 \text{ mm}$,夹层内充满压力 $p = 1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$ 的空气。一个表面温度为 $80 \text{ }^\circ\text{C}$,另一表面温度为 $40 \text{ }^\circ\text{C}$ 。试计算热表面在冷表面之上及在冷表面之下两种情形通过单位面积夹层的传热量之比。

解 本题为有限空间自然对流换热问题。

$$\text{定性温度 } t_m = \frac{1}{2}(t_{w1} + t_{w2}) = \frac{1}{2} \times (80 + 40) = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

空气物性参数 $\lambda = 0.029 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, $\nu = 18.97 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $Pr = 0.696$

当热表面在上时,夹层内无自然对流,仅有导热,于是

$$q_1 = \lambda \frac{\Delta t}{\delta} = 0.029 \times \frac{80 - 40}{0.016} = 72.5 \text{ W/m}^2$$

当热面在下时,夹层中有自然对流

$$\begin{aligned} Gr_\delta &= \frac{g\alpha\Delta t\delta^2}{\nu^3} \\ &= \frac{9.8 \times (80 - 40) \times 0.016^3}{(273 + 60) \times (18.97 \times 10^{-6})^2} \\ &= 1.34 \times 10^4 \end{aligned}$$

由教材式(5-89)

$$Nu = 0.212(Gr_\delta Pr)^{\frac{1}{4}} = 0.212 \times (1.34 \times 10^4 \times 0.696)^{\frac{1}{4}} = 2.08$$

$$h = \frac{Nu \lambda}{\delta} = 2.08 \times 0.029 / 0.016 = 3.77 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

故单位面积传热量

$$q_2 = h\Delta t = 3.77 \times (80 - 40) = 150.8 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

两种情况下传热量之比

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{150.8}{72.5} = 2.08(\text{倍})$$

5.4 自我测验题

1. 试述用分析解法获得对流换热局部表面传热系数的思路。
2. 导热问题的第三类边界条件为(教材式(2-17))

$$-\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_w = h(t_w - t_f)$$

而对流换热微分方程式(教材式(5-4))可变形为

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=0} = h\Delta t$$

二者在形式上相似,请说明上述两式有何区别?

3. 有人说:“在自然对流换热中,速度场和温度场有耦合关系,而强制对流换热中速度场不依赖于温度场”。你认为对吗?

4. 简述速度边界层和温度边界层的定义和特点。

5. 试写出边界层能量微分方程的表达式,它与能量微分方程相比有何特点?
6. 为什么说引入速度边界层和温度边界层概念后,在理论分析求解对流换热问题方面取得了突破性进展?
7. 在用相似理论指导对流换热问题的实验研究时,如何决定在实验中需测量的量?实验数据应如何整理?所得结果可以推广应用的条件是什么?
8. 简述 Pr 数、 Re 数、 Gr 数及 Nu 数的定义式及物理意义。
9. 流体在大空间自然对流换热中,一般表示成 $Nu = f(Gr, Pr)$ 的函数形式。试以电加热的水平圆柱在空气中的自然对流换热实验为例,说明在实验中应测量哪些物理量?并简略画出实验系统图。

10. 为了测量管内流体温度,测温套管有 A, B 两种布置方式如图 5-15 所示。为使测温误差较小,回应选择哪种布置方式。并说明理由。

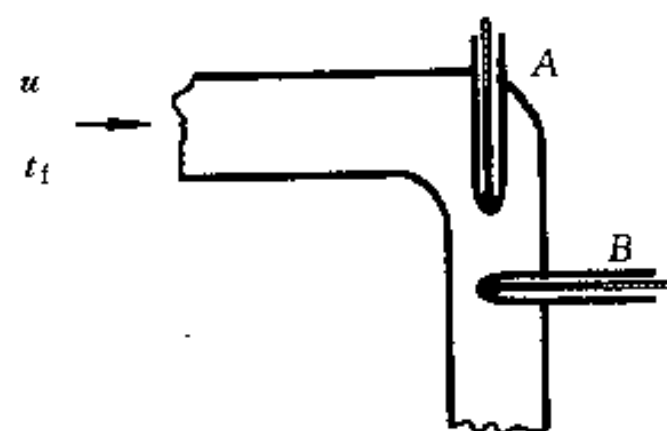


图 5-15 题 10 附图

11. 对圆管内的湍流强制对流换热,实验关联式表示成 $Nu_1 = 0.023 Re_1^{0.8} Pr_1^n$ 的形式。其中 n 对流体被加热时为 0.4, 流体被冷却时为 0.3。试说明 n 如此取值的理由。

12. 试解释何谓管内强制对流换热的入口效应?在工程实际中如何利用入口效应增强换热?

13. 试根据管内强制对流换热的特点,从定性上分析,当热流方向不同时(流体被加热或冷却),对管内强制对流换热有何影响?以液体层流被冷却为例说明之。

14. 在套管式油冷却器中,若润滑油从管内流过,试判断在一般情况下油在管内的换热属于下列哪一种:(a) 管内层流、入口段;(b) 管内层流、充分发展段;(c) 管内湍流、入口段;(d) 管内湍流、充分发展段。解释其原因。

15. 流体在管内流动,如果考虑自然对流时,试判断下列各小题中两种换热情况谁的表面传热系数高?并解释原因。假设管径、管长、流速和传热温差都相同。

- (a) 空气由下向上和自上向下在竖管内被加热;
- (b) 油自上向下和自下向上在竖管内被冷却;
- (c) 水自上向下在竖管内被冷却和水在横管内被加热。

16. 求图 5-16 (a), (b), (c) 三种情形的当量直径,其中阴影部分为流通截面积。

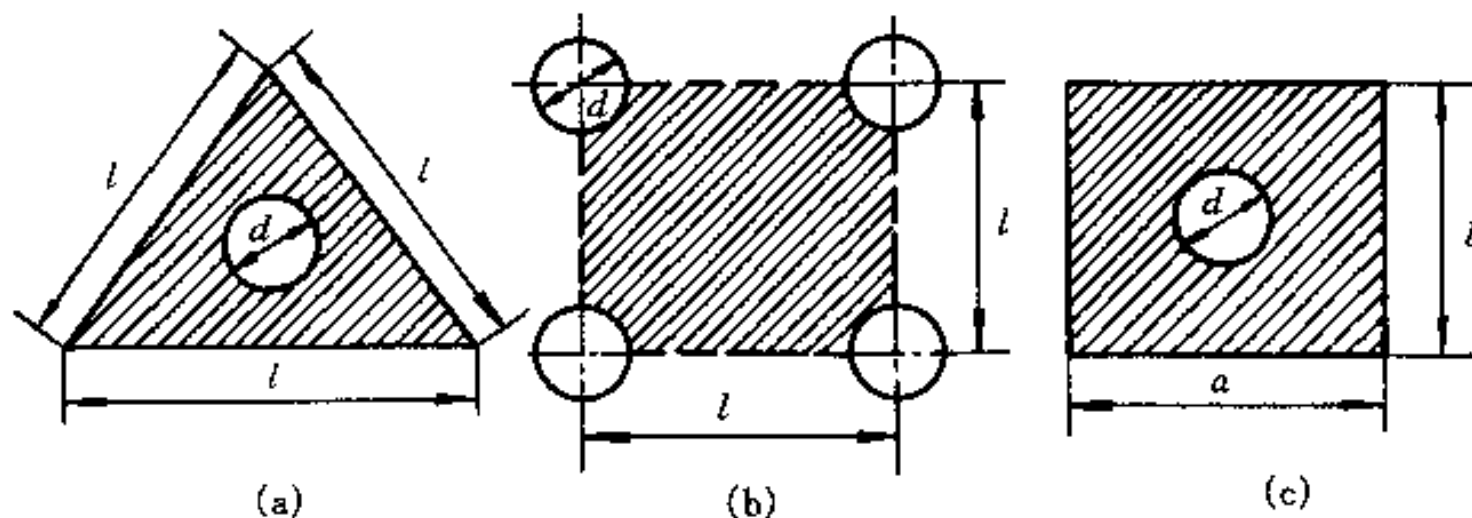


图 5-16 题 16 附图

17. 为强化空气横掠单管的强制对流换热,在沿横截面圆周方向安装高度不同但直径相等的圆柱状针肋。试说明针肋高度应如何变化才能使强化换热效果最佳?

18. 对横掠管束的强制对流换热,为什么多排管束的换热强度要高于单排管束?

19. 自然对流换热有何特点?如何判别自然对流是大空间还是有限空间的?

20. 室内暖气片的安装高度和表面温度对对流换热表面传热系数是否有影响?为什么?

21. “流体内部存在密度差时一定会产生自然对流。”请判断上述说法的正确性,并简述理由。

22. 从强化传热的角度,冰箱蒸发器应放置在冰箱的上部还是下部?

23. 既然对流换热的强度取决于贴壁处流体的温度梯度,为什么速度大小还会影响换热的强度?

24. 随着发电机功率的不断提高,电机的冷却经历了空冷→氢冷→水冷的演变过程,试从传热角度解释这种演变的原因。

25. 试简述强化管内强制对流换热的措施。

26. 影响外掠管束强制对流换热的主要因素有哪些?

27. 为测定水平圆管在空气中的自然对流换热规律,一般在管内布置电热丝以加热圆管,在管子表面上布置热电偶以测定壁温。问:

(1) 将这样的水平圆管置于空气中进行实验时,供给电加热丝的功率是否等于圆管对空气的自然对流散热量?为什么?

(2) 为提高测定对流换热的表面传热系数的准确性,应当采用一些什么措施?

28. 在一次模拟实验中,特征长度为 $l_1 = 0.15 \text{ m}$ 的涡轮叶片在温度 $t_\infty = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, 流速 $u_1 = 100 \text{ m/s}$ 的气流条件下的散热量为 $\Phi_1 = 1500 \text{ W}$, 其表面平均温度为 $t_{w1} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ 。另一个特征长度为 $l_2 = 0.3 \text{ m}$ 且与 l_1 叶片相似的叶片,表面温度为 $t_{w2} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$, 空气温度 $t_\infty = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, 气流速度 $u_2 = 50 \text{ m/s}$ 。假定叶片表面积与叶片特征长度成正比例。试确定另一叶片的散热量。

29. 压力为 $1.01325 \times 10^5 \text{ Pa}$ 、温度为 $30 \text{ }^\circ\text{C}$ 的空气以 45 m/s 的速度掠过长为 0.6 m , 壁温为 $250 \text{ }^\circ\text{C}$ 的平板。试计算单位宽度的平板传给空气的总热量。

30. 压力为 $1.01325 \times 10^5 \text{ Pa}$ 的两股空气流分别流过平板的上下表面,平板长度 $l = 1 \text{ m}$ 。一股气流的温度和速度分别为 $t_{\infty 1} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$, $u_{\infty 1} = 60 \text{ m/s}$ 。另一股气流的温度和速度分别为 $t_{\infty 2} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $u_{\infty 2} = 10 \text{ m/s}$ 。不计平板厚度,试求平板中间点处两股气流之间的热流密度。

31. 热线风速仪由直径 $d = 0.2 \text{ mm}$ 的金属丝在气流中垂直放置来测量流体速度。当温度为 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 的空气以 30 m/s 的速度横向冲刷时,金属丝表面温度为 $21.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 。改变气流速度,使金属丝表面温度变成 $23.6 \text{ }^\circ\text{C}$ 时,求此时的气流速度。

32. 温度为 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 、压力为 $1.01325 \times 10^5 \text{ Pa}$ 的空气以 1 m/s 的速度横向冲刷外径为 5 mm 的通电铝线,铝线表面温度为 $90 \text{ }^\circ\text{C}$, 铝线电阻率为 $1/35 (\Omega \cdot \text{mm}^2)/\text{m}$ 。试确定通过铝线的电流。

33. 在一台空气加热器中温度为 $90 \text{ }^\circ\text{C}$ 的饱和水蒸气在叉排管束的管内凝结,管束外横向掠过的空气从 $15 \text{ }^\circ\text{C}$ 被加热到 $45 \text{ }^\circ\text{C}$ 。管子外径为 12 mm , 管束纵向间距 $s_2 = 18 \text{ mm}$, 横向间距 $s_1 = 36 \text{ mm}$ 。进入管束前空气的质量流速为 $11 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。求沿气流方向的管排数。

34. 质量流量为 0.5 kg/s , 压力为 $15 \times 10^5 \text{ Pa}$, 进口温度为 $250 \text{ }^\circ\text{C}$ 的空气,流经内径为

$d = 7.5 \text{ cm}$, 长为 $l = 6 \text{ m}$ 的管子。求出口处空气的温度。

35. 进口温度为 285 K , 压力为 $1.01325 \times 10^5 \text{ Pa}$, 质量流量为 0.1 kg/s 的空气流经长度为 2 m , 截面尺寸为 $75 \text{ mm} \times 150 \text{ mm}$ 的矩形风道。风道内表面温度保持在 400 K 不变。试计算空气的出口温度和风道的散热量。

36. 流体在圆管内作单相流体湍流强制对流换热(设已充分发展), 为使表面传热系数增加到原来的 10 倍, 流速应增加到原来的多少倍? 为维持流体流动所消耗的功率 P 将增加到原来的多少倍? (设物性为常数)

37. 质量流量为 0.7 kg/s 的水在管内流动, 使 $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 的入口水温被冷却到 $20 \text{ }^\circ\text{C}$, 假定管子是光滑的, 试计算以下两种情况的压力损失:

(1) 内径为 25 mm , 管壁温度为 $15 \text{ }^\circ\text{C}$;

(2) 内径为 15 mm , 管壁温度为 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

38. 质量流量为 0.5 kg/s , 进口水温为 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 的水在内径为 25 mm , 长为 2 m 的管内流动, 沿管全长壁温均高于水温 $15 \text{ }^\circ\text{C}$ 。试求出口水温。

39. 边长为 0.9 m 的正方形平板, 一个表面绝热, 另一表面均匀且保持在 $70 \text{ }^\circ\text{C}$ 。试计算下列情况下平板和温度为 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 的空气之间的换热量:

(1) 平板竖直放置;

(2) 平板水平放置, 热面朝上;

(3) 平板水平放置, 热面朝下。

40. 啤酒罐的高度为 150 mm , 直径为 60 mm 。其初温为 $27 \text{ }^\circ\text{C}$, 现放入温度为 $4 \text{ }^\circ\text{C}$ 的冰箱中冷却。为获得最大冷却速率, 问啤酒罐在冰箱中是垂直放置还是水平放置好? 设罐两端面的散热可忽略不计。

41. 一外直径为 30 cm 的管道, 水平放置于空气温度为 $30 \text{ }^\circ\text{C}$ 的房间中, 管道表面温度为 $310 \text{ }^\circ\text{C}$, 试计算由于自然对流每米长管道的热损失。

42. 一太阳能集热器被水平置于一房顶上。集热器呈正方形, 尺寸为 $1 \text{ m} \times 1 \text{ m}$, 其吸热表面用玻璃作顶盖, 形成 10 cm 厚的空气夹层。吸热表面和玻璃内表面温度分别为 $90 \text{ }^\circ\text{C}$ 和 $30 \text{ }^\circ\text{C}$ 。试确定由于夹层空气自然对流而引起的热损失。如果吸热表面不设空气夹层, 而是让该表面直接暴露于环境温度为 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 的大气中, 吸热表面温度仍取为 $90 \text{ }^\circ\text{C}$ 。试确定此时由于空气自然对流的散热量。

43. 一高为 1 m , 宽 0.7 m 的双层玻璃窗, 由两层厚 3 mm , 导热系数 $\lambda = 0.74 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 的玻璃组成, 其间空气夹层厚 100 mm 。已知空气夹层两侧玻璃表面温度分别是 $16 \text{ }^\circ\text{C}$ 和 $-16 \text{ }^\circ\text{C}$ 。若考虑空气间隙中的自然对流, 不考虑辐射换热, 问在其他条件不变时双层玻璃窗的热阻为单层玻璃窗的多少倍?

第6章 凝结与沸腾换热

通过本章的学习,读者应从定性方面掌握凝结和沸腾两种对流换热方式的特点及影响因素和强化措施,尤其是膜状凝结的影响因素和大容器饱和沸腾曲线。从定量角度应掌握竖壁和倾斜壁、水平单管和管束的膜状凝结的工程计算,以及大容器饱和核态沸腾及临界热流密度的计算。

6.1 基本知识点

6.1.1 凝结换热现象

1. 凝结换热产生条件

凝结换热是蒸气与低于其饱和温度的壁面相接触时,将汽化潜热释放给固体壁面的过程。因此,产生凝结换热的条件是固体壁面温度 t_w 必须低于蒸气的饱和温度 t_s ,即 $t_w < t_s$ 。

2. 珠状凝结与膜状凝结

根据凝结液与壁面浸润情况的不同,可有珠状凝结和膜状凝结两种形式。其他条件相同时,珠状凝结的表面传热系数远高于膜状凝结。液膜层是膜状凝结的主要热阻。虽然可采取一定方式产生珠状凝结,但不能持久,因而工业中常常应用膜状凝结的公式进行换热的设计。凝结换热也属于对流换热,所以牛顿冷却公式仍可用于凝结换热的计算。

6.1.2 膜状凝结分析解及实验关联式

1. 分析解的前提及假定

膜状凝结的 Nusselt 分析解基于如下假定:

(1) 纯净饱和蒸气,即不考虑不凝结气体的影响;(2) 二维、稳态、常物性、层流;(3) 蒸气静止,汽液界面上无对液膜的粘滞力,即 $\left. \frac{du}{dy} \right|_{y=\delta} = 0$;(4) 忽略液膜惯性力,认为液膜运动只取决于重力和粘滞力;(5) 壁温 t_w 为常数,且 $t_\delta = t_s$,即忽略汽液界面热阻;(6) 液膜内无对流,只有导热作用,即温度分布呈线性;(7) 忽略液膜的过冷度,即认为液膜只有潜热作用,而忽略显热;(8) 蒸气密度远小于液体密度,即 $\rho_v \ll \rho_l$;(9) 液膜平整无波动。上述各条假定中,(4)和(6)分别说明忽略惯性力和对流作用,从而使方程可大为简化,因而是最重要的两条假定。

2. 物理问题及简化前后的数学描写

以竖壁的膜状凝结为例,凝结液膜的流动和换热符合边界层的薄层性质。

(1) 简化前。

在稳态条件下,液膜的边界层方程组如下

$$\begin{cases} \rho_l \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{dp}{dx} + \rho_l g + \eta_l \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} & (6-1a) \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 & (6-1b) \\ u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} = a_l \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} & (6-1c) \end{cases}$$

图 6-1(a) 示出了简化前液膜内的速度分布及温度分布。

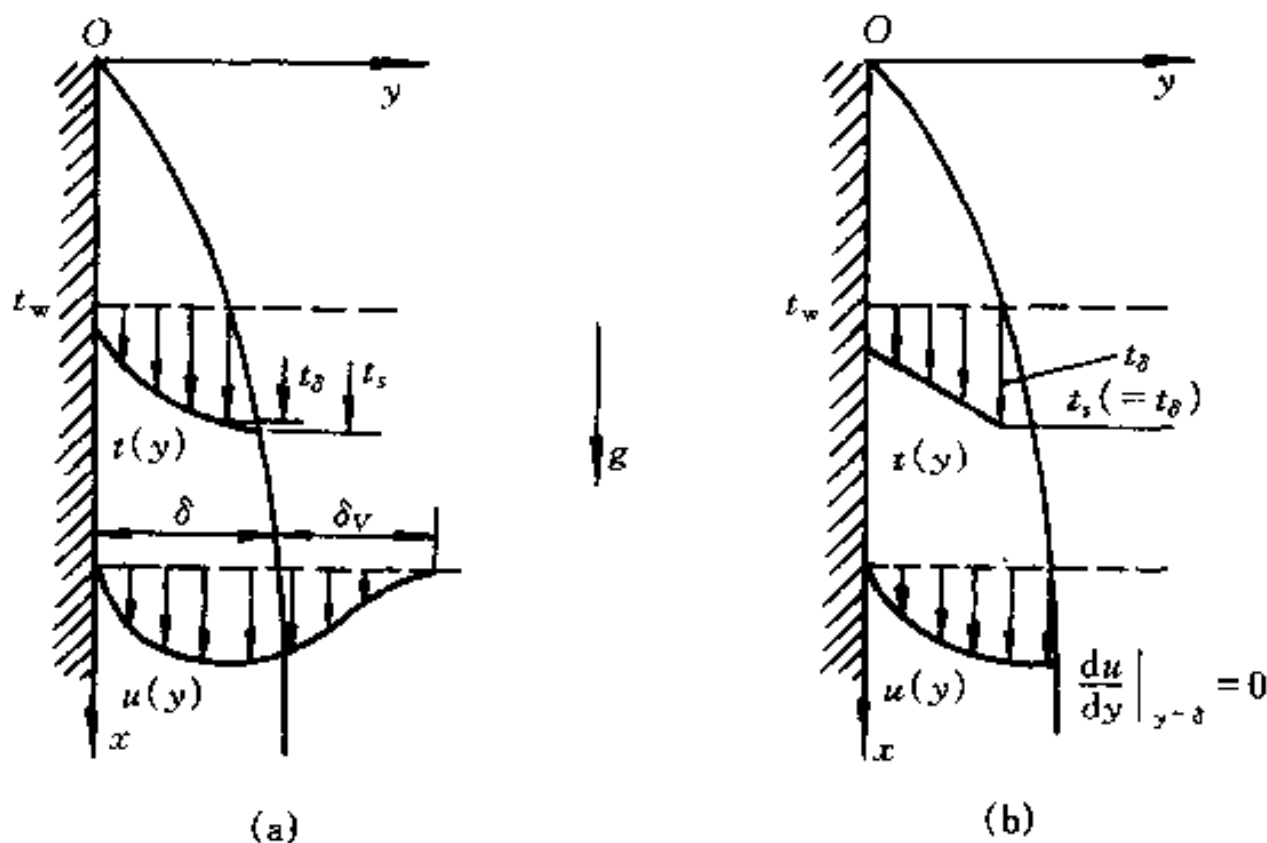


图 6-1 简化前后液膜的速度分布和温度分布
(a) 简化前; (b) 简化后

(2) 简化后。

引入上述 9 条假定后, 方程(6-1)可简化成

$$\begin{cases} \eta_l \frac{d^2 u}{dy^2} + \rho_l g = 0 & (6-2a) \\ \frac{d^2 t}{dy^2} = 0 & (6-2b) \end{cases}$$

边界条件

$$\begin{cases} y = 0: u = 0, t = t_w & (6-2c) \\ y = \delta: \frac{du}{dy} \Big|_{y=\delta} = 0, t = t_s & (6-2d) \end{cases}$$

可以看出, 简化后的方程组(6-2)成为了常微分方程。求解式(6-2)即可得出速度分布 $u(y)$ 和温度分布 $t(y)$ 。如图 6-1(b)所示。

3. 分析求解的思路及结果

(1) 求解思路。

求解的最终目的是获得 h_x 。为此考虑到液膜内只有导热, 则对微元段 dx , 有

$$d\Phi_x = \lambda \frac{t_s - t_w}{\delta(x)} dx = h_x (t_s - t_w) dx$$

即:

$$h_x = \frac{\lambda}{\delta(x)} \quad (6-3)$$

故问题的关键在于如何得到 $\delta(x)$ 。对微元体列热平衡方程

$$d\Phi_x = \lambda \frac{t_s - t_w}{\delta(x)} dx = r dM = r d\left(\int_0^{\delta} \rho_l u dy\right)$$

所以

$$\delta(x) = \frac{\lambda(t_s - t_w)dx}{rd\left(\int_0^{\delta(x)} \rho_l u dy\right)} \quad (6-4)$$

将求解式(6-2)得到的 $u(y)$ 代入式(6-4)即可得到 $\delta(x)$ 的表达式。从而可按式(6-3)得到 h_x 。

(2) 求解结果。

竖壁:局部表面传热系数

$$h_x = \left[\frac{gr\rho_l^2\lambda_l^3}{4\eta_l(t_s - t_w)x} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (6-5a)$$

平均表面传热系数

$$h_V = \frac{1}{l} \int_0^l h_x dx = 0.943 \left[\frac{gr\rho_l^2\lambda_l^3}{\eta_l(t_s - t_w)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (6-5b)$$

对与水平轴倾角为 φ 的倾斜壁($\varphi > 0$), 只需将上式中 g 换成 $g \sin\varphi$ 即可。

4. 膜状凝结的工程计算

(1) 流态判别。

判别流态的准则数仍然是 Re 数, 对竖壁膜状凝结

$$Re = \frac{4hl(t_s - t_w)}{r\eta_l} \quad (6-6)$$

对于水平管只要用 πd 代替上式中的 l , 即为其膜层的 Re 数。由于 h 是未知数, 因而 Re 数为待定准则, 流态事先并不知道。因此, 实际计算时常需先假定流态(层流或湍流), 待求出 h 后再校核, 计算过程具有迭代性质。竖壁临界 Re 数为 $Re_c = 1600$, 而横管因直径较小, 一般在层流范围。

(2) 实验关联式。

① 竖壁层流膜状凝结。

$$h = 1.13 \left[\frac{gr\rho_l^2\lambda_l^3}{\eta_l l (t_s - t_w)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (6-7)$$

系数“1.13”比式(6-5b)中的“0.943”增加了 20%, 主要原因是考虑到液膜波动。竖壁湍流公式见教材式(6-12)。

② 水平单管和管束层流膜状凝结。

对水平单管外凝结换热, 可按下式计算平均表面传热系数

$$h_H = 0.729 \left[\frac{gr\rho_l^2\lambda_l^3}{\eta_l d (t_s - t_w)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (6-8)$$

而对水平管束外的层流膜状凝结换热,不考虑飞溅和扰动,即上排管液膜平静地下降,使下排管液膜增厚,当顺液膜流动方向管排数为 n 时,设每根管子的壁温均相同,这时只需将式(6-8)中的特征长度 d 换成 nd 即可。

③ 球。

平均表面传热系数

$$h_s = 0.826 \left[\frac{gr\rho_l^2\lambda_l^3}{\eta_l d (t_s - t_w)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (6-9)$$

(3) 注意以下几点。

① 利用式(6-7)~(6-9)进行换热计算时,注意式中的定性温度除汽化潜热 r 用 t_s 外,其余均用 $t_m = \frac{1}{2}(t_w + t_s)$; 特征长度对竖壁、竖管取高度 l , 对水平管、球取外径 d 。

② 求出换热的表面传热系数后,可按牛顿冷却公式计算换热量,即 $\Phi = hA(t_s - t_w)$ 。而凝结速率(单位时间内凝结的液膜质量)则按 $q_m = \Phi/r$ 计算。

③ 直径为 d , 高为 l 的圆管水平放置和竖直放置的比较。设水平放置和竖直放置时液膜流动均为层流,其表面传热系数分别为 h_H 和 h_V , 则

$$\frac{h_H}{h_V} = \frac{0.729}{0.943} \left(\frac{l}{d} \right)^{\frac{1}{4}} = 0.77 \left(\frac{l}{d} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (6-10)$$

当 $l/d < 2.86$ 时, $h_V > h_H$; $l/d = 2.86$ 时, $h_V = h_H$; $l/d > 2.86$ 时, $h_V < h_H$ 。一般工业情况下 $l/d > 2.86$, 此时 $h_V < h_H$, 因此,冷凝器在可能情况下尽量做成卧式。

④ 上述实验关联式只适用于蒸气流速较低的情况,对于水蒸气流速小于 10 m/s , 对于氟里昂蒸气,流速小于 0.5 m/s 。

6.1.3 膜状凝结的影响因素及其强化

1. 影响膜状凝结的因素

(1) 不凝结气体:蒸气中含有不凝结气体,一方面降低汽液界面蒸气分压力,即降低蒸气饱和温度,从而减小了凝结换热的驱动力 $\Delta t = t_w - t_s$ 。另一方面蒸气在抵达液膜表面凝结前,需通过扩散方式才能穿过不凝结气体层,从而增加了传热阻力。水蒸气中质量分数占 1% 的空气将使表面传热系数减小 60%。

(2) 蒸气流速:蒸气流速对凝结换热的影响与流速大小、方向及是否撕裂液膜有关。并且,提高流速对排除不凝气体有好处。

(3) 其他影响因素

① 蒸气过热度。此时需考虑蒸气显热的影响,计算时将式(6-5)~(6-9)中的 r 换成 Δh (过热蒸气与饱和液的焓差)即可。显然这样将导致表面传热系数的增大。

② 液膜过冷度及温度分布的非线性。此时式(6-5)~(6-9)中的 r 用 $r' = r + 0.68 c_p(t_s - t_w)$ 代替,这也将导致 h 的增大。

③ 管子排数。对于水平管束,沿液膜流动方向不同排管子的凝结换热表面传热系数是不同的。由于液膜自上而下流动,上排管的凝液落到下排管,因此,第一排管的凝结换热表面传热系数 h_1 比第二排管的 h_2 大,第二排管的 h_2 比第三排管的 h_3 大。随着管排数(同一铅垂面内)的增加,凝结换热表面传热系数减少。

- ④ 液膜波动。液膜波动带来的扰动将强化凝结换热。
- ⑤ 蒸气中含油。蒸气中含有油类将使凝结表面结垢,从而削弱换热。
- ⑥ 凝结表面几何形状。改变表面几何形状的目的是尽量减薄凝结液膜,从而强化换热。

2. 凝结换热的强化

(1) 为什么要强化? 在电厂动力冷凝器中,一般用水蒸气作为凝结介质,而凝结液(水)的导热系数在 $0.7 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 左右,汽化潜热大,其凝结换热的表面传热系数一般在 $5\,000 \sim 2.5 \times 10^4 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,此时水蒸气凝结一侧不是传热过程的主要热阻,强化凝结侧换热意义不大,如果有空气等不凝气体漏入,则应采取排除不凝结气体的措施;面对采用制冷剂作为介质的制冷装置中,制冷剂导热系数一般比水小一个量级(约 $0.07 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$),汽化潜热小,其凝结换热的表面传热系数为 $500 \sim 2\,000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,此时如传热过程的另一侧热换很强(如水的沸腾或强制对流),则热阻主要在蒸气凝结一侧,有必要采取强化措施。

(2) 强化的原则:减薄或破坏凝结液膜,以及使已凝结的液体尽快从凝结表面排泄,尽可能减少不凝结气体质量分数。

(3) 强化的措施。

① 减薄液膜厚度或破坏液膜。如采用低肋管等高效冷凝面;增加顺液膜流动方向的蒸气流速;对单管或管束尽量放置成水平位置。

② 加速液膜排泄。如采用分段排泄管、沟槽管,泄出罩或应用离心力,静电吸引力等措施。

③ 减少不凝结气体质量分数。如采取抽吸、引射等方式或顺液膜流动方向增加蒸气流速。

④ 对凝结表面采取一定措施,使其尽可能实现珠状凝结。

6.1.4 沸腾换热现象

1. 定义及分类

沸腾换热是在液体内部固液界面上形成气泡从而实现热量由固体传给液体的过程。因此,其产生条件是固体表面温度 t_w 高于液体饱和温度 t_s 。按沸腾液体是否作整体流动,可分为大容器沸腾和强制对流沸腾。按液体主体温度是否达到饱和温度 t_s ,可分为饱和沸腾和过冷沸腾。本书主要讨论大容器饱和沸腾换热。

2. 沸腾换热特点

(1) 同凝结换热一样,沸腾换热亦属有相变的对流换热,沸腾时加热表面的热量也是通过导热和对流的联合作用传递给沸腾液体,不同的是液体在受热的同时将伴随发生相的变化,即从液相变为气相,因此牛顿冷却定律仍然适用,即 $q = h(t_w - t_s)$ 。

(2) 引起沸腾换热一般有两种加热方式,即控制壁温(即改变壁温 t_w 与液体饱和温度 t_s 之差 $\Delta t = t_w - t_s$)和控制热流(即改变壁面处的热流密度 q)。

(3) 沸腾换热的推动力是 $\Delta t (= t_w - t_s)$ 。因此壁面过热是产生沸腾换热的先决条件。

(4) 发生沸腾换热时,气泡只在加热面个别地方产生,且气泡要长到一定尺寸后,才会离开加热表面,然后由周围液体补充,重新形成气泡,如此周而复始。气泡不断形成,长大,脱离,对加热面附近流体产生剧烈扰动,因此沸腾换热的强度远比其他条件相同时的无相变对流换热强,其表面传热系数很大。

3. 大容器饱和沸腾曲线

(1) 4 个不同的区域及其特点(如图 6-2)。

① 单相自然对流区域。此时 $\Delta t < 4^\circ\text{C}$ ，在加热表面上没有汽泡产生。

② 核态沸腾区域。此时 $4^\circ\text{C} < \Delta t < 25^\circ\text{C}$ ，在加热表面上产生汽泡，换热温差小，且产生汽泡的速度小于汽泡脱离加热表面的速度，汽泡的剧烈扰动使表面传热系数和热流密度都急剧增大，汽化核心对换热起决定性作用，一般工业应用都设计在这一范围。

③ 过渡沸腾区域。此时 $25^\circ\text{C} < \Delta t < 200^\circ\text{C}$ ，加热表面上产生汽泡的速度快于汽泡脱离表面速度，在加热表面上形成不稳定汽膜，由于汽膜层的热阻使该区域换热比核态沸腾强度要弱。

④ 稳态膜态沸腾区域。此时 $\Delta t > 200^\circ\text{C}$ ，在加热表面上形成稳定的汽膜层，相变过程不是发生在壁面上，而是在汽液界面上，但由于蒸汽的导热系数远小于液体的导热系数，因此表面传热系数大大降低。而此时壁面温度远高于液体饱和温度，因此须考虑汽膜内的辐射换热，所以换热强度又能有所提高。

(2) 确定临界点 q_{\max} 的意义。

由于核态沸腾具有温差小、换热强的特点，因此图 6-2 中的极值点 B 所对应的 q_{\max} (即临界点)便具有十分重要的意义。对热流可控的加热方式，当热流超过 q_{\max} 时，表面传热系数大大下降，将会使壁温飞升，导致设备烧毁(图 6-3)；面对壁面温度可控的加热方式，由图 6-2 可知，超过 q_{\max} 点意味着尽管 $\Delta t = t_w - t_s$ 增加，但由于表面传热系数大大减小，因而使热流密度 q 反面下降。因此，工业应用中一般应尽量控制加热的热流密度或壁温，使其不致于烧毁或传热效率下降。另外，图 6-2 亦说明，对沸腾换热而言，并非换热温差 Δt 越大，换热热流密度越大。

4. 关于汽化核心的分析

汽化核心即汽泡产生的源泉。分析汽化核心时须注意：

(1) 要使汽泡得以存在和长大，汽泡外的液体必须过热，过热度为 $t_v - t_{s0}$ 。

(2) 贴壁处液体具有最大的过热度，因此汽泡首先在加热表面上个别地点产生，如表面上的凹缝最易形成汽泡，且壁面上的汽化核心数随壁面过热度的增加而增加。

(3) 由于液体过热，汽泡形成后继续加热、长大。当浮升力超过壁面附着力时，脱离加热表面，向上浮升，液体继续对其加热，汽泡继续长大，最后冲破液面与气相汇合。

6.1.5 沸腾换热计算

1. 大容器饱和和核态沸腾

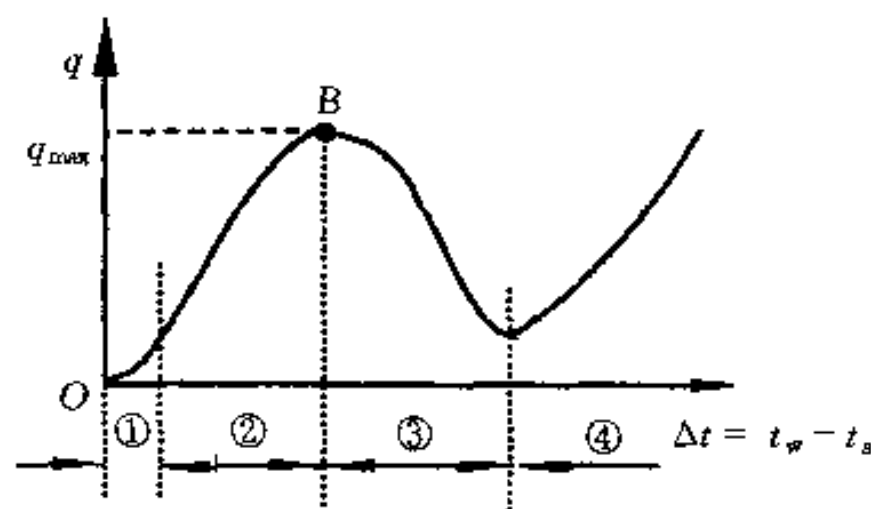


图 6-2 大容器饱和沸腾曲线

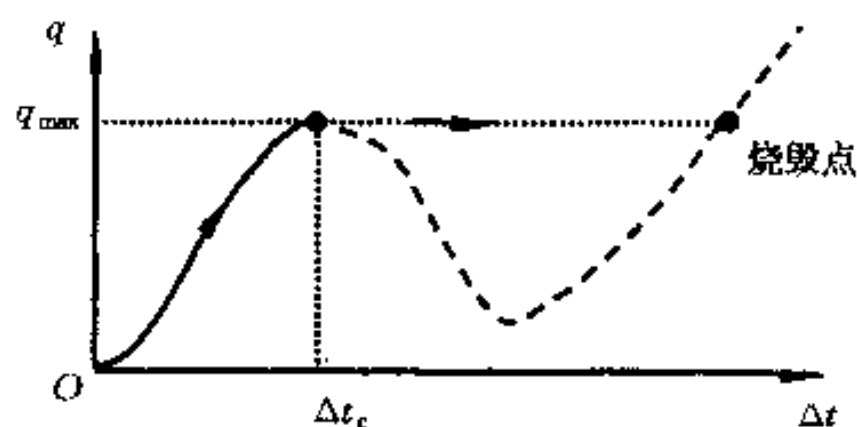


图 6-3 控制临界热流密度 q_{\max} 的意义

对介质为水的沸腾换热,可按教材式(6-15),(6-16),(6-17)进行计算,对制冷介质,则可按教材式(6-19)计算。需要注意的是教材式(6-15),(6-16)为应用范围较窄的公式,而教材式(6-17)则适用性广,但误差较大。如式(6-17)对某些情形误差可能高达100%。但由于沸腾换热往往由于换热强度大而不是传热过程热阻的主要部分,因而对总的传热系数 k 的影响不大。

2. 临界热流密度 q_{\max} 计算式,教材式(6-20)。

3. 膜态沸腾换热关联式,教材式(6-21)。注意计算膜态沸腾换热时常常要计及辐射换热。

6.1.6 影响沸腾换热的因素

- (1) 不凝结气体。溶解于液体中的不凝气体往往会使沸腾换热得到某种强化。
- (2) 过冷度。在核态沸腾起始段,过冷度会使换热增强,而在其他区域则无影响。
- (3) 液位高度。只有低液位沸腾会强化换热,表面传热系数增大。
- (4) 重力加速度。只有在微重力状态下,重力加速度才会对核态沸腾换热产生影响。
- (5) 沸腾表面结构。沸腾表面的微小凹坑最容易产生汽化核心,从而强化换热。

6.2 重点与难点

6.2.1 凝结换热

1. 凝结换热现象与特点

掌握凝结换热的产生条件是壁面温度低于蒸气的饱和温度。两种凝结换热形式(珠状凝结及膜状凝结)的特点,热量传递的规律。虽然珠状凝结换热强度远高于膜状凝结,但不能持久。

2. 竖壁膜状凝结分析解

努塞尔对层流膜状凝结的分析解是基于9条假定,其中最重要的两条假定是忽略液膜惯性力及认为液膜内只有导热作用,没有对流作用。这些假定使通过液膜的热量传递只有纯导热,从而要获得局部表面传热系数,只需获得该处液膜厚度的表达式。

3. 膜状凝结的工程计算

注意对竖壁来说,需判断 Re 数是在层流,还是湍流范围,且由于 Re 数为待定准则,因而常常需要校核。而对水平管束,则一般在层流范围。还应注意特征长度和定性温度的选取。

4. 膜状凝结的影响因素

读者应掌握膜状凝结的影响因素,尤其是不凝结气体和蒸气流速的影响机理。

5. 凝结换热的强化

读者应了解凝结换热强化一般发生在当凝结热阻是传热过程分热阻的主要环节时,采取强化措施能收到较好的效果。强化的原则主要是破坏或减薄液膜层厚度,或加速已凝结液膜的排泄。所有的强化措施都是围绕这一原则进行的。

6.2.2 沸腾换热

1. 沸腾换热特点

读者应能区别饱和沸腾和过冷沸腾,大容器沸腾和强制对流沸腾。沸腾换热作为相变换热中汽化的一种方式,与蒸发是有区别的,前者是在液体内部加热面上形成汽泡的热量传递现象,只有在加热面温度高于液体饱和温度时才会发生;而后者是发生在液体界面上的汽化现象,它在任何温度下均可发生。汽化核心数是衡量强化沸腾换热表面的重要参数。

2. 大容器饱和沸腾曲线

读者应掌握大容器饱和沸腾曲线,随着壁面过热度 $\Delta t = t_w - t_s$ 的增高,会出现四个换热规律不同的区域及其特点。其中核态沸腾区是工业中的理想工作区域,其温差小,换热强。

3. 沸腾换热的两种加热方式

引起沸腾换热可有两种加热方式,即控制热流和控制壁温。壁温可控的情形如利用管内蒸气加热管外液体产生沸腾,此时,改变管内蒸气的压力即可改变加热壁温。参见图 6-2,可以发现,当壁温可控时,热流密度 q 的大小受沸腾侧换热情况的影响很大,在过渡区,热流密度甚至随加热壁温的升高而降低。热流密度可控的情形如电加热,通过改变加在电阻一定的电热丝两端的电压,即可起到改变加热热流密度的作用。参见图 6-3,当热流密度可控时,热流密度取决于外部施加的条件,而与沸腾换热的表面传热系数无关。

4. 临界热流密度 q_{\max} 的意义

由于核态沸腾是工业中的理想工作区域,因而确定临界热流密度 q_{\max} 具有十分重要的意义。对热流可控的情形,热流 q 与 h 无关,当热流密度稍超过 q_{\max} 值,工况将沿 q_{\max} 虚线跳至稳定膜态沸腾线, Δt 将猛升至近 1000°C ,如图 6-3 所示。控制 $q < q_{\max}$,可以保证设备安全运行而不致烧毁。而对壁温可控的情形, q_{\max} 与 Δt_c 对应,热流 q 与 h 有关,工程上选择 $\Delta t < \Delta t_c$,可以保证设备处于较高的传热效率。

5. 沸腾换热的工程计算

沸腾换热的计算公式其拟合误差一般较大,这主要是由于沸腾换热过程本身机理比较复杂,它与加热表面的状况往往有很大关系。读者在使用公式时,应注意各物理量的单位。

6. 关于汽化核心的分析

读者应结合汽化核心的概念对沸腾换热的机理有所了解,了解汽泡的生成、长大、脱离、破裂等规律以及与大容器饱和沸腾曲线各区域的关系。

7. 沸腾换热的影响因素及强化

读者应了解影响沸腾换热的因素及强化沸腾换热的基本思想和强化方法。强化沸腾换热的主要出发点是增加壁面汽化核心的数目,因而对沸腾表面进行特殊加工,能起到强化传热的作用。

6.3 典型题精解

6.3.1 基本概念

本节基本概念主要包括:凝结换热的基本特点、影响因素及其强化;沸腾换热的基本特点等。

例 6-1 竖壁倾斜后其凝结换热表面传热系数是增加还是减小,为什么?

解 竖壁倾斜后,使液膜顺壁面流动的力不再是重力而是重力的一个分量,液膜流动变

慢,液膜加厚,从而热阻增加,表面传热系数减小。另外,从表面传热系数公式 $h =$

1.13 $\left[\frac{g r \rho_l^2 \lambda_l^3}{\eta_l l (t_s - t_w)} \right]^{\frac{1}{4}}$ 中的 g 亦要换成 $g \sin \varphi$ (φ 表示与水平轴的倾斜角, $\varphi > 0$), 从而 h 减小。

例 6-2 为什么蒸气中含有不凝结气体会影响凝结换热的强度?

解 不凝结气体的存在,一方面使凝结表面附近蒸气的分压力降低,从而蒸气饱和温度降低,使传热驱动力即温差($t_s - t_w$)减小;另一方面凝结蒸气穿过不凝结气体层到达壁面依靠的是扩散,从而增加了阻力。上述两方面的原因使不凝结气体存在大大降低了表面传热系数,使换热量降低。所以实际冷凝器中要尽量降低并排除不凝结气体。

例 6-3 空气横掠管束时,沿流动方向管排数越多,换热越强,而蒸气在水平管束外凝结时,沿液膜流动方向管束排数越多,换热强度降低。试对上述现象做出解释。

解 空气外掠管束时,沿流动方向管排数越多,气流扰动增加,换热越强。而蒸气在管束外凝结时,沿液膜流动方向排数越多,凝结液膜越来越厚,凝结传热热阻越来越大,因而换热强度降低。

例 6-4 在电厂动力冷凝器中,主要冷凝介质是水蒸气,而在制冷剂(氟里昂)的冷凝器中,冷凝介质是氟里昂蒸气。在工程实际中,常常要强化制冷设备中的凝结换热,而对电厂动力设备一般无需强化。试从传热角度加以解释。

解 相变对流换热主要依靠潜热传递热量,而氟里昂的汽化潜热只有水的约 1/10,因此电厂动力冷凝器中水蒸气的凝结表面传热系数很大,凝结侧热阻不占主导地位。而制冷设备中氟里昂蒸气的凝结换热表面传热系数较小,主要热阻往往在凝结侧,因而其强化就有更大现实意义。

例 6-5 两滴完全相同的水滴在大气压下分别滴在表面温度为 120 ℃ 和 400 ℃ 的铁板上,试问滴在哪块板上的水滴先被烧干,为什么?

解 在大气压下发生沸腾换热时,上述两水滴的过热度分别是 $\Delta t = t_w - t_s = 20$ ℃ 和 $\Delta t = 300$ ℃,由大容器饱和沸腾曲线,前者表面发生的是核态沸腾,后者发生膜态沸腾。虽然前者传热温差小,但其表面传热系数大,从而表面热流反而大于后者。所以水滴滴在 120 ℃ 的铁板上先被烧干。

例 6-6 试从沸腾过程分析,为什么用电加热器加热时当加热功率 $q > q_{\max}$ 时易发生壁面被烧毁的现象,而采用蒸气加热则不会?

解 用电加热时,加热方式是控制表面的热流密度。而采用蒸气加热则是壁面温度可控的情形。由大容器饱和沸腾曲线可知,当加热功率 q 稍超过 q_{\max} 值时,工况将沿 q_{\max} 虚线(图 6-3)跳至稳定膜态沸腾线,使壁面温度飞升,导致设备烧毁。

6.3.2 定量计算

本节定量计算主要包括:膜状凝结的分析与计算;沸腾换热的分析与计算。读者应注意相变换热常常与导热,辐射及无相变对流换热综合在一起的情形。

例 6-7 压力为 0.7×10^5 Pa 的饱和水蒸气,在高为 0.3 m,壁温为 70 ℃ 的竖直平板上发生膜状凝结,求平均表面传热系数及平板每米宽的凝液量。

解 $p_s = 0.7 \times 10^5 \text{ Pa}$ 的饱和水蒸气对应的饱和温度 $t_s = 90^\circ\text{C}$,

液膜平均温度 $t_m = \frac{1}{2}(t_s + t_w) = \frac{1}{2} \times (90 + 70) = 80^\circ\text{C}$

凝液(水)的物性参数: $\rho_l = 971.8 \text{ kg/m}^3$, $\lambda_l = 0.674 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, $\eta_l = 355.1 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
 $t_s = 90^\circ\text{C}$ 对应的汽化潜热: $r = 2283.1 \text{ kJ/kg}$

先假定液膜流动处于层流

$$\begin{aligned} h &= 1.13 \left[\frac{gr\rho_l^2\lambda_l^3}{\eta_l l (t_s - t_w)} \right]^{\frac{1}{4}} \\ &= 1.13 \left[\frac{9.81 \times 2283.1 \times 10^3 \times 971.8^2 \times 0.674^3}{355.1 \times 10^{-6} \times 0.3 \times (90 - 70)} \right]^{\frac{1}{4}} \\ &= 8390 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \end{aligned}$$

检验流态

$$\begin{aligned} Re &= \frac{4h(t_s - t_w)l}{\eta_l r} \\ &= \frac{4 \times 8390 \times (90 - 70) \times 0.3}{355.1 \times 10^{-6} \times 2283.1} = 248 < 1600 \end{aligned}$$

所以,假设层流正确。

每米宽平板的凝液量

$$\begin{aligned} q_m &= \frac{\Phi}{r} = \frac{hl(t_s - t_w)}{r} \\ &= \frac{8390 \times 0.3 \times (90 - 70)}{2283.1 \times 10^3} = 0.022 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

例 6-8 一竖管,管长为管径的 64 倍。为使管子竖放与水平放置时的凝结表面传热系数相等,必须在竖管上安装多少个泄液盘? 设相邻泄液盘之间距离相等。

解 设管长为 l , 管径为 d , 则 $l/d = 64$ 。设安装的泄液盘为 n 个, 则该管子被等分为 $(n+1)$ 段, 每段高度为 $l' = \frac{l}{n+1}$ 。管子水平放置时的表面传热系数为

$$h_H = 0.729 \left[\frac{gr\rho_l^2\lambda_l^3}{\eta_l d (t_s - t_w)} \right]^{\frac{1}{4}}$$

管子竖直放置时的表面传热系数为

$$h_V = 1.13 \left[\frac{gr\rho_l^2\lambda_l^3}{\eta_l l' (t_s - t_w)} \right]^{\frac{1}{4}}$$

要使 $h_H = h_V$, 必须

$$0.729 \left[\frac{1}{d} \right]^{\frac{1}{4}} = 1.13 \left[\frac{1}{l'} \right]^{\frac{1}{4}}$$

即

$$0.729 \left[\frac{64}{l} \right]^{\frac{1}{4}} = 1.13 \left[\frac{n+1}{l} \right]^{\frac{1}{4}}$$

解得 $n = 10$

即泄液盘数目为 10 个。

例 6-9 压力为 1.013×10^5 Pa 的饱和水蒸气,用壁温为 90°C 的水平铜管来凝结。有两种方案可以考虑:用一根直径为 10 cm 的铜管;或用 10 根直径为 1 cm 的铜管。若两种方案的其他条件均相同,要使产生的凝液量最多,应采取哪种方案?这一结论与蒸气压力和铜管壁温是否有关?

解 水平管的凝结换热公式

$$h_H = 0.729 \left[\frac{gr\rho_l^2\lambda_l^3}{\eta_l d (t_s - t_w)} \right]^{\frac{1}{4}}$$

两种方案的换热表面积相同,温差相等,由牛顿冷却公式

$$\Phi = h_H A \Delta t, \text{ 故凝液量}$$

$$q_m = \frac{\Phi}{r} = \frac{h_H A \Delta t}{r}$$

因此,两种方案的凝液量之比

$$\frac{q_{m1}}{q_{m2}} = \frac{h_{H1}}{h_{H2}} = \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{\frac{1}{4}} = \left(\frac{1}{10} \right)^{\frac{1}{4}} = 0.562$$

故小管径系统的凝液量是大管径系统的 1.778 倍。只要保证蒸气压力和管壁温度在两种情况下相同,上述结论与蒸气压力和铜管壁温无关。

例 6-10 一房间内空气温度为 25°C ,相对湿度为 75%。一根外径为 30 mm,外壁平均温度为 15°C 的水平管道自房间穿过。空气中的水蒸气在管外壁面上发生膜状凝结,假定不考虑传质的影响。试计算每米长管子的凝结换热量。并将这一结果作分析:与实际情况相比,这一结果是偏高还是偏低?

解 本题房间空气的相对湿度为 75%,因而从凝结观点有 25% 的不凝结气体即空气。先按纯净蒸气凝结来计算。

25°C 的饱和水蒸气压力 $p_s = 0.032895 \times 10^5$ Pa

此时水蒸气分压力 $p = 0.75 p_s = 0.02467 \times 10^5$ Pa

其对应饱和温度为 $t_s = 20.68^\circ\text{C}$

液膜平均温度 $t_m = \frac{1}{2}(t_s + t_w) = \frac{1}{2} \times (20.68 + 15) = 17.84^\circ\text{C}$

凝液物性参数 $\lambda_l = 0.5936$ W/(m·K), $\eta_l = 1.069 \times 10^{-6}$ Pa·s, $\rho_l = 998.52$ kg/m³

汽化潜热 $r = 2452.7$ kJ/kg

表面传热系数

$$\begin{aligned} h &= 0.729 \left[\frac{gr\rho_l^2\lambda_l^3}{\eta_l d (t_s - t_w)} \right]^{\frac{1}{4}} \\ &= 0.729 \left[\frac{9.8 \times 2452.7 \times 10^3 \times 998.52^2 \times 0.5936^3}{1.069 \times 10^{-6} \times 0.03 \times (20.68 - 15)} \right]^{\frac{1}{4}} \\ &= 9387.8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

故每米长管道上的换热量

$$\Phi_l = \pi d h \Delta t = \pi \times 0.03 \times 9387.8 \times (20.68 - 15) = 5025.6 \text{ W/m}$$

相应凝液量:

$$q_m = \frac{\Phi_l}{r} = \frac{5\,025.6}{2\,452.7 \times 10^3} = 2.049 \times 10^{-3} \text{ kg/s} = 7.376 \text{ kg/h}$$

由于不凝气体的存在,实际凝液量低于此值。

例 6-11 平均压力为 $1.43 \times 10^5 \text{ Pa}$ 的水,在内径为 20 mm 的铜管内作单相湍流强制对流换热。壁温比水温高 $5 \text{ }^\circ\text{C}$ 。试问:当流速多大时,若不考虑管长修正,单相介质对流换热的热流密度与相同压力、相同温差下的饱和水在铜表面上作大容器核态沸腾的热流密度相等?

解 $p_s = 1.43 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时, $t_s = 110 \text{ }^\circ\text{C}$, 对应水的物性

$$\nu = 0.272 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, Pr = 1.60, \lambda = 0.685 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

根据教材式(6-15)

$$\begin{aligned} h &= C_1 \Delta t^{2.33} p^{0.5} \\ &= 0.1224 \times 5^{2.33} \times (1.43 \times 10^5)^{0.5} \\ &= 1\,968 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

由题意,要使二者热流密度相等,在温差相同情况下,必须表面传热系数 h 相等。对管内湍流强制对流

$$h' = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{\lambda}{d} \quad \text{而 } h = h'$$

$$\text{所以 } Re^{0.8} = \frac{h d}{0.023 Pr^{0.4} \lambda} = \frac{1\,968 \times 0.02}{0.023 \times 1.6^{0.4} \times 0.685} = 2\,070$$

$$\text{所以 } Re = 13\,962.5$$

$$\text{而 } Re = \frac{u d}{\nu}$$

$$\text{所以 } u = \frac{Re \nu}{d} = \frac{13\,962.5 \times 0.272 \times 10^{-6}}{0.02} = 0.19 \text{ m/s}$$

注

本题亦可选用沸腾换热的其他计算式(如教材式(6-17))计算表面传热系数,结果稍有差别,这是由于沸腾换热的计算公式之间本身存在较大误差。读者可作为练习。

例 6-12 直径为 5 mm , 长为 100 mm 的机械抛光不锈钢薄壁管,被置于压力为 $1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$ 的水容器中,水温已接近饱和温度。对该不锈钢管两端通电以作为加热表面。试计算当加热功率为 1.9 W 和 100 W 时,水与钢管表面间的表面传热系数。

解 (1) 当加热功率为 1.9 W 时。

$$q = \frac{\Phi}{\pi d l} = \frac{1.9}{\pi \times 0.005 \times 0.1} = 1\,209.5 \text{ W}/\text{m}^2$$

这样低的热流密度仍处于自然对流阶段。此时温差一般小于 $4 \text{ }^\circ\text{C}$ 。由于计算自然对流的表面传热系数需要知道其壁面温度,故本题具有迭代性质。先假定温差 $\Delta t = t_w - t_s = 1.6 \text{ }^\circ\text{C}$,

$$\text{定性温度 } t_m = \frac{1}{2}(t_w + t_s) = 100.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{物性参数 } \lambda = 0.6832 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \quad Pr = 1.743$$

$$\nu = 0.293 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad \alpha = 7.54 \times 10^{-4} \text{ 1/K}$$

$$Gr = \frac{g \alpha \Delta t d^3}{\nu^2} = \frac{9.8 \times 7.54 \times 10^{-4} \times 1.6 \times 0.005^3}{(0.293 \times 10^{-6})^2} = 17\,214$$

$$\text{故 } Nu = 0.48 (Gr Pr)^{\frac{1}{4}} = 0.48 \times (17\,214 \times 1.743)^{\frac{1}{4}} = 6.32$$

所以
$$h = \frac{Nu \lambda}{d} = \frac{6.32 \times 0.683}{0.005} = 863.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$q = h \Delta t = 863.6 \times 1.6 = 1382 \text{ W}/\text{m}^2$$

与 $q = 1209.5$ 相差达 14%，故需重新假定 Δt 。

考虑到自然对流 $q \propto \Delta t^{\frac{5}{4}}$ 即 $\Delta t \propto q^{0.8}$

在物性基本不变时，正确的温差按下式计算：

$$\Delta t = 1.6 + \left(\frac{1209.5}{1382} \right)^{0.8} = 1.438 \text{ } ^\circ\text{C}$$

而 $h \propto \Delta t^{\frac{1}{4}}$ 即

$$h = 863.6 \times \left(\frac{1.438}{1.6} \right)^{\frac{1}{4}} = 840.9 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

(2) 当 $\Phi = 100 \text{ W}$ 时, $q = \frac{\Phi}{\pi d l} = \frac{100}{\pi \times 0.005 \times 0.1} = 63662 \text{ W}/\text{m}^2$

假定进入核态沸腾区, $p = 1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$

由教材式(6-16)

$$\begin{aligned} h &= C_2 q^{0.7} p^{0.15} \\ &= 0.5335 \times (63662)^{0.7} \times (1.013 \times 10^5)^{0.15} \\ &= 6929 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

验证此时的过热度

$$\Delta t = \frac{q}{h} = \frac{63662}{6929} = 9.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

确实在核态沸腾区。

注意

① 本题当 $\Phi = 1.9 \text{ W}$ 时, 很容易将其按沸腾换热公式计算, 且即使按自然对流, 其定性温度未知, 须迭代计算;

② 当 $\Phi = 100 \text{ W}$ 时, 沸腾表面传热系数亦可按教材公式(6-17)进行。

6.4 自我测验题

1. 什么是膜状凝结和珠状凝结? 为什么珠状凝结的换热强度远高于膜状凝结?
2. 试述影响膜状凝结换热的主要因素。
3. 强化凝结换热的原则和手段分别是什么? 从换热表面的结构而言, 强化凝结换热的基本思想是什么?
4. 何谓过冷沸腾和饱和沸腾? 大容器饱和沸腾曲线可以分为几个区域? 各区域的特点是什么?
5. 汽化核心在沸腾换热中所起的作用是什么? 使水振动能否强化沸腾换热?
6. 何谓沸腾换热的临界热负荷? 确定临界热负荷对工程实际有何重要意义?
7. 用水壶烧开水时, 可近似认为是恒热流的加热方式, 为什么不必担心水烧干前水壶会被烧毁?

8. 某些表演者能赤脚从炽红的火炭上踏过而不被烧伤,试分析其原因。并指出不被烧伤所必须具备的基本条件是什么?

9. 一横管,长度为直径的 256 倍,水蒸气在其表面发生层流膜状凝结。如果把管子竖放,在其他条件不变时,其平均表面传热系数将是横管的多少倍?

10. 一块 $0.5\text{ m} \times 0.5\text{ m}$ 的正方形竖板,其表面温度均匀为 $84\text{ }^\circ\text{C}$,一侧暴露在压力为 $1.01325 \times 10^5\text{ Pa}$ 的饱和水蒸气中。试确定:

- (1) 竖板沿高度方向中间位置和底部的局部表面传热系数;
- (2) 整个竖板的平均表面传热系数;
- (3) 平板上凝结液的凝结率。

11. 一竖直壁面被置于饱和水蒸气中,如将壁面高度增加为原来的 n 倍,其他条件不变,且液膜仍然处于层流状态,则凝结表面传热系数和凝结量将如何变化?

12. 压力为 $1.013 \times 10^5\text{ Pa}$ 的饱和水蒸气在一根长为 1 m 的水平管外凝结,管子外表面温度为 $70\text{ }^\circ\text{C}$ 。为使凝结量为 125 kg/h ,试求管子外径。

13. 压力为 $5 \times 10^5\text{ Pa}$ 的饱和水蒸气,在直径为 16 mm ,长为 2.4 m 的水平单管外凝结,为获取 23.4 kg/h 的凝结水量,试确定管子外表面温度。

14. 锅炉总面积为 2 m^2 ,管子材料为不锈钢,壁温为 $150\text{ }^\circ\text{C}$,产生压力为 $3.61 \times 10^5\text{ Pa}$ 的饱和水蒸气。求每小时所产生的蒸汽量。

15. 压力为 $3.61 \times 10^5\text{ Pa}$ 的饱和水蒸气由直径为 5 cm 的电加热铜棒产生,铜棒表面温度高于饱和温度 $5\text{ }^\circ\text{C}$ 。要维持 90 kg/h 的产汽率,需要多长的铜棒?

16. 一直径为 23 cm 的铜质水壶以 18 kg/h 的速率在大气压力下使水沸腾而变成蒸气。试确定:(1)水壶底表面的温度;(2)水的临界热流密度。

第7章 热辐射基本定律及物体的辐射特性

本章主要应掌握黑体辐射的基本定律(即普朗克定律、维恩位移定律、斯忒藩-玻耳兹曼定律及兰贝特定律)及黑体辐射函数表的应用。实际物体的发射与吸收以及联系物体发射率与吸收比的基尔霍夫定律。目的是为下一章辐射换热的计算打下基础。

7.1 基本知识点

7.1.1 热辐射基本概念

1. 热辐射的本质

热辐射是物体由于热的原因向外发射电磁波的过程。任何物体的温度只要高于“绝对零度”,便会不停地向外发射电磁波。在电磁波谱上,热射线所涵盖的波长范围大约为 $0.1\sim 100\mu\text{m}$ 。

2. 热辐射和辐射换热的特点

(1) 热辐射的特点。

① 热辐射无需借助任何介质,可在真空中进行,事实上,热辐射在真空中传播时效果更佳。因此,热辐射可以穿过真空区和低温区,且其传播速度很快。

② 只要物体的温度高于“绝对零度”,物体便具有不停地向外辐射能量的本领,所以物体间的辐射换热实际上是一种热动平衡。

(2) 辐射换热与导热,对流换热的不同点。

① 与导热和对流换热不同,辐射换热无需任何介质,所以不仅要研究相距很近的物体之间的辐射换热,有时还需要研究相距很远的物体(如太阳和地球)之间的辐射换热。

② 在辐射换热过程中,不仅存在着能量的转移,还存在能量形式的转换,即发射时由热能先转化为辐射能,而被吸收时再由辐射能转化为热能。

③ 黑体的辐射能力与其热力学温度的四次方(即 T^4)成正比,因此,辐射换热在高温时显得更重要。

④ 物体的发射和吸收特性不仅与自身温度及表面状况有关,而且还随发射的波长和方向而异,因此,辐射换热远比导热和对流换热复杂。

3. 吸收比,反射比和穿透比

(1) 定义。

① 吸收比 α :外界投射到物体表面的总能量 Φ 中被物体吸收的部分 Φ_a 与 Φ 的比值。当 $\alpha=1$ 时,称为绝对黑体。

② 反射比 ρ : 投射到物体表面的总能量 Φ 中被物体反射的部分 Φ_ρ 与 Φ 的比值。当 $\rho=1$ 时, 称为绝对白体。

③ 穿透比 τ : 投射到物体表面的总能量 Φ 中被物体穿透的部分 Φ_τ 与总能量 Φ 的比值。当 $\tau=1$ 时, 称为绝对透明体。

由能量守恒定律, $\rho + \alpha + \tau = 1$ 。

(2) 对液体和绝大多数固体来说, 几乎不允许热辐射穿透。 $\rho + \alpha = 1$ 一般为表面辐射, 物体的表面状况对辐射换热影响很大。

(3) 气体对辐射能几乎没有反射能力, 对气体来说, $\alpha + \tau = 1$ 。称为容积辐射, 此时物体表面状况对辐射换热并不重要, 而容器的形状则对辐射换热有较大影响。

7.1.2 黑体辐射基本定律

1. 黑体的定义

我们把吸收比 $\alpha=1$ 的物体称为黑体。具有黑体性质的表面能全部吸收来自半球空间所有方向及全部波长 ($\lambda=0\sim\infty \mu\text{m}$) 范围内的能量。研究黑体的辐射性质必须从方向及波长两个方面入手。

2. 斯忒藩-玻耳兹曼定律

此定律是针对黑体发射的能量对半球空间所有方向及全部波长范围而言的。它描述的是黑体辐射力随温度的变化规律。

(1) 辐射力 E 。

辐射力是指单位时间、单位面积的辐射表面向半球空间所有方向所发射的全部波长的总能量, 其单位为 W/m^2 。

(2) 斯忒藩-玻耳兹曼定律。

$$E_b = \sigma T^4 \quad (7-1)$$

式中 E_b 表示黑体的辐射力, T 表示物体的热力学温度, σ 为黑体辐射常数, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ 。

3. 普朗克定律

此定律描述的是黑体辐射能量沿波长分布的规律, 即 $E_{b\lambda}$ 随 λ 变化的规律。

(1) 光谱辐射力 E_λ 。

光谱辐射力是指单位时间内物体的单位表面积向半球空间所有方向所发射的在波长 λ 附近的单位波长的能量, 单位为 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{m})$ 。

(2) 普朗克定律给出了黑体光谱辐射力 $E_{b\lambda}$ 与波长和温度的依变关系。

即
$$E_{b\lambda} = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/(\lambda T)} - 1} \quad (7-2)$$

其中 $c_1 = 3.742 \times 10^{-16} \text{ W} \cdot \text{m}^2$

$c_2 = 1.4388 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{K}$

(3) 普朗克定律的图示。

图 7-1 给出了 $E_{b\lambda}$ 随 λ 变化的规律。由图可以看出:

- ① 每一温度下, 均有一波长 λ_m 使 $E_{b\lambda}$ 最大;
- ② 温度越高, λ_m 越小;

③ 某一温度下曲线与横轴之间的面积即代表了该温度下的总辐射力, 即 $E_b =$

$$\int_0^{\infty} E_{b\lambda} d\lambda = \sigma T^4。$$

(4) 维恩位移定律。

某一温度下, 将普朗克定律对 λ 求导,

并令 $\frac{dE_{b\lambda}}{d\lambda} = 0$, 可得 λ_m 与 T 的如下关系式

$$\lambda_m T = 2900 \mu\text{m} \cdot \text{K} \quad (7-3)$$

此即维恩位移定律。由此可知, 对工业中常见的温度为 $T = 2000 \text{ K}$ 的物体, $\lambda_m = 1.45 \mu\text{m}$ (红外线区); 而对太阳辐射, $T = 5800 \text{ K}$, $\lambda_m = 0.5 \mu\text{m}$ (可见光区域)。

(5) 黑体辐射函数。

$$\begin{aligned} F_{b(0-\lambda)} &= \frac{\int_0^{\lambda} E_{b\lambda} d\lambda}{\int_0^{\infty} E_{b\lambda} d\lambda} \\ &= \int_0^{\lambda T} \frac{E_{b\lambda}}{\sigma T^5} d(\lambda T) = f(\lambda T) \end{aligned} \quad (7-4)$$

且

$$F_{b(\lambda_1-\lambda_2)} = F_{b(0-\lambda_2)} - F_{b(0-\lambda_1)} \quad (7-5)$$

教材表 7-1 给出的是 $F_{b(0-\lambda)}$ 随 λT 变化的函数表。由该表可以得出在温度分别为 240 K, 2000K, 6000 K 下波长分别在 0.1~100 μm 和 0.38~12 μm 波长范围内黑体辐射能量的分布(表 7-1)。

表 7-1 黑体热射线在不同温度下的能量分布表

温度 T/K	240	2000	6000
$F_{b(\lambda_1-\lambda_2)}/\%$			
$F_{b(0.1-100)}$	99.12	100	100
$F_{b(0.38-12)}$	24.64	99.12	88.31

由上表可以看出, 当讨论温度为 240 K~6000K(包括太阳辐射在内)的范围时, 有意义的波段范围是 0.1~100 μm , 而温度为 240 K~2000 K(一般工业温度范围)时, 有意义的波段范围为 0.38~12 μm 。上述 2 个波段范围即通常所指的热射线范围。

4. 兰贝特定律

此定律所描述的是黑体辐射能量沿半球空间方向的变化规律。

(1) 立体角的概念。

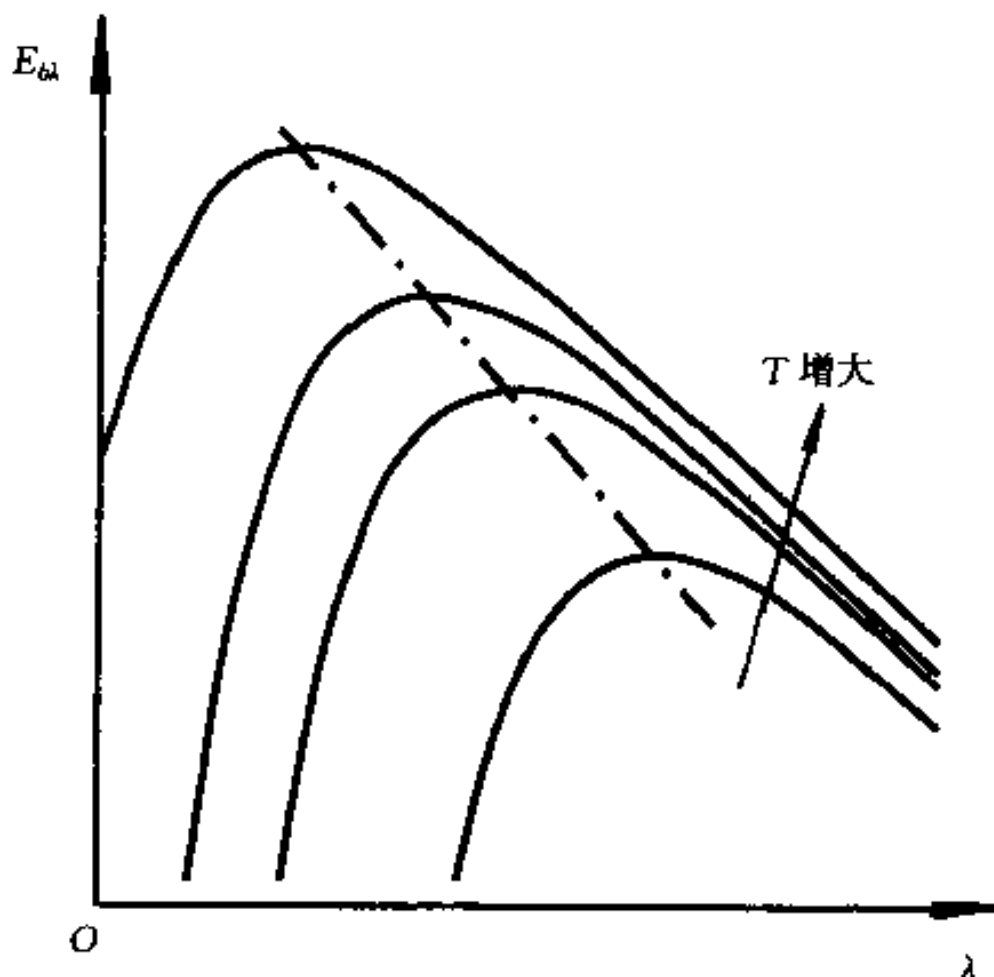


图 7-1 普朗克定律示意图

$$\begin{aligned} \text{立体角} & \quad \Omega = A_c/r^2 \\ \text{微元立体角} & \quad d\Omega = dA_c/r^2 \end{aligned} \quad (7-6)$$

显然,半球的立体角为 2π 。

(2) 兰贝特定律。

$$L(\theta) = \frac{d\Phi(\theta)}{dA \cos\theta d\Omega} \quad (7-7)$$

即单位时间内、单位可见辐射面积向半球空间 θ 方向(即该方向与表面法线方向的夹角,见教材图 7-8)单位立体角内的辐射能量称为定向辐射强度。可以证明,黑体辐射的定向辐射强度与方向无关,即 $L(\theta) = L = \text{const}$ 。

兰贝特定律还可表示成

$$\frac{d\Phi(\theta)}{dA d\Omega} = L \cos\theta \quad (7-8)$$

此式即余弦定律(兰贝特定律的另一称谓)。它表明,黑体单位面积发出的辐射能在空间不同方向单位立体角内的分布是不均匀的,法线方向最大,切线方向为零。

(3) 我们把凡是符合兰贝特定律的辐射物体表面称为漫射表面。注意兰贝特定律表明辐射表面的定向辐射强度与方向无关,面并不要求该表面一定是黑体表面。因此,后面要讲的漫射表面亦具有兰贝特定律的性质。

(4) 辐射力 E 和定向辐射强度 L 的关系。可以证明,对于服从兰贝特定律的辐射 $E = L\pi$, $E_b = L_b\pi$ 。

这里再次强调:本节所讲黑体辐射的基本定律都是从黑体表面发射的角度出发的,而黑体的定义却是从 $\alpha = 1$ 出发来定义的。后面的基尔霍夫定律将证明,黑体不仅是吸收能力最大的物体($\alpha = 1$),而且是同温度下发射能力最大的物体($\epsilon = 1$)。

7.1.3 实际物体的发射与吸收,灰体,基尔霍夫定律

1. 实际物体的发射特性——3种发射率

(1) 半球平均发射率 ϵ 。指实际物体的辐射力与同温度下黑体辐射力的比值。

$$\epsilon = E/E_b = \int_0^\infty \epsilon(\lambda) E_{b\lambda} d\lambda / \sigma T^4 \quad (7-9)$$

对黑体来说 $\epsilon = 1$ 。

(2) 光谱发射率 $\epsilon(\lambda)$ 。指实际物体的光谱辐射力与同温度下黑体光谱辐射力的比值。

$$\epsilon(\lambda) = E_\lambda / E_{b\lambda} \quad (7-10)$$

(3) 定向发射率 $\epsilon(\theta)$ 。指实际物体的定向辐射强度与同温度下黑体辐射在该方向的辐射强度的比值。

$$\epsilon(\theta) = L(\theta) / L_b(\theta) \quad (7-11)$$

2. 实际物体的吸收特性

(1) 实际物体的吸收比。

$$\alpha = \frac{\int_0^\infty \alpha(\lambda, T_1) \epsilon(\lambda, T_2) E_{b\lambda}(T_2) d\lambda}{\int_0^\infty \epsilon(\lambda, T_2) E_{b\lambda}(T_2) d\lambda} = f(T_1, T_2, \text{表面 1 的性质, 表面 2 的性质})$$

(7-12)

可以看出,实际物体表面的吸收比不仅取决于吸收表面的温度 T_1 和表面状况,还取决于投入辐射表面温度 T_2 及其表面状况。

(2) 实际物体的光谱吸收比 $\alpha(\lambda)$ 对投入辐射波长具有选择性,即 $\alpha(\lambda)$ 与 λ 有关,参见教材图 7-16, 7-17。现实世界中的五颜六色正是物体选择性吸收与辐射的缘故,暖房效应正是利用玻璃对太阳光与常温物体辐射能选择性吸收的缘故。然而,物体的光谱吸收比与投入辐射的波长有关这一特性给工程辐射换热计算带来了较大的不便。正因为如此,引入了灰体的概念。

3. 灰体

(1) 灰体定义:光谱吸收比与波长无关的物体称为灰体,即 $\alpha(\lambda)$ 为常数。

(2) 只要在所研究的波长范围内 $\alpha(\lambda)$ 基本上保持常数,即可当作灰体处理。工业上经常遇到的热辐射,温度在 300 ~ 2 000 K 之间,此时绝大部分能量位于波长为 0.76 ~ 20 μm 之间的红外区域,而在此范围内,将大多数工程材料当作灰体处理所带来的误差可以忽略。读者可结合教材 7-22 题来理解这一思想。

4. 实际物体发射与吸收之间的关系——基尔霍夫定律

当一实际物体在同温度下的黑体处于热平衡时,可以证明 $\epsilon(T) = \alpha(T)$ 。而对漫射的灰体,即该表面在方向上的辐射强度符合兰贝特定律,光谱吸收比在波长方面满足 $\alpha(\lambda) = \text{const}$,可以证明恒有 $\alpha(\lambda, T) = \epsilon(\lambda, T)$ 。

7.2 重点与难点

7.2.1 热辐射基本概念及黑体辐射基本定律

1. 热辐射基本概念

读者应着重掌握以下几点:

(1) 热辐射是指物体由于热的原因发射电磁波的过程。在讨论包括太阳辐射在内的辐射换热问题时,有实际意义的波长范围是 0.1 ~ 100 μm ,而讨论温度低于 2 000 K 的温度范围时,有意义的波长范围是 0.38 ~ 12 μm (即红外线区域)。对工程实际的大多数问题来说,热辐射特性主要是红外线的特性,因此不能用可见光的理论和知识来解释。例如对可见光来说,普通玻璃是透明体,而对红外线来说却是不透明的;白雪对可见光来说其反射比很强,吸收比很低,但对红外线来说,反射比却很低,等等。

(2) 固体和液体的辐射和吸收是在物体表面上进行,而气体辐射却在整个容积中进行。由此对固体和液体在研究辐射和吸收特性时,均只研究半球空间。在研究水在管内作单相介质对流换热时,不考虑水与管子内壁之间的辐射换热,而在锅炉炉膛内烟气与炉膛壁之间除了存在对流换热外,还有辐射换热。

(3) 黑体的定义是吸收比为 1 的物体,它是研究辐射换热时最重要的简化模型,实际物体的辐射与吸收都以黑体为参照对象。黑体模型是带有小孔的温度均匀的空腔,空腔内壁材料的吸收比可以小于 1,但小孔面积占整个空腔内表面积的比例应足够小。在相同温度的物体中,黑体的辐射能力和吸收能力都是最大的。

(4) “漫射体”和“灰体”是辐射换热研究中的另外两个重要模型。漫射体是指辐射特性与方向无关的物体,而灰体是指光谱吸收比 $\alpha(\lambda)$ 与波长无关的物体。

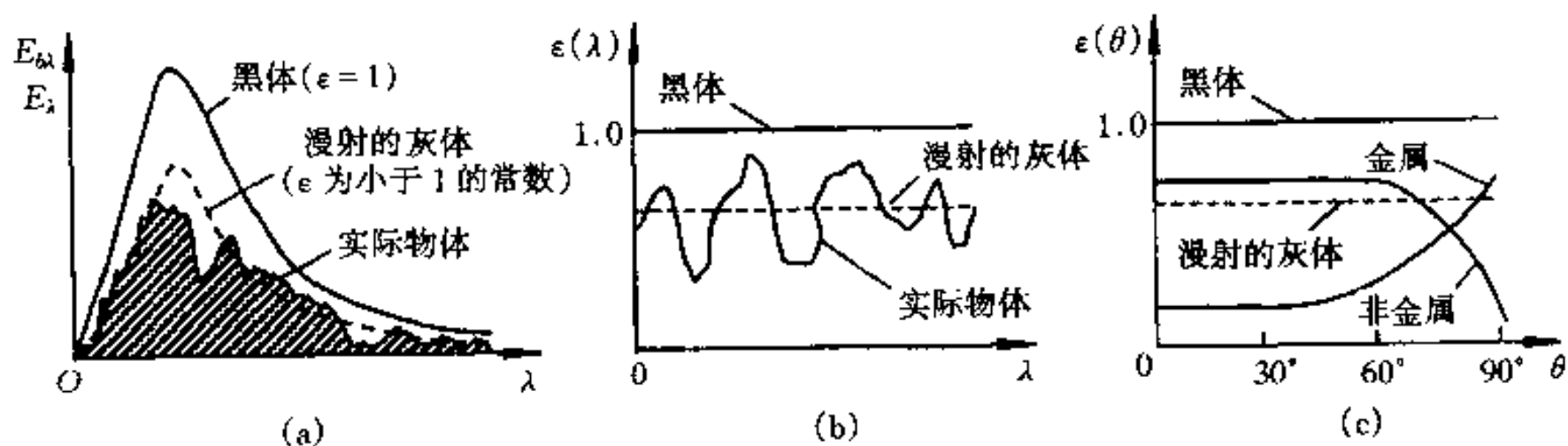


图 7-2 实际物体 $\epsilon, \epsilon(\lambda), \epsilon(\theta)$ 示意图
(a) E_λ (对应 ϵ); (b) $\epsilon(\lambda)$; (c) $\epsilon(\theta)$

(2) 对同种材料而言, 一般有

$$\epsilon_{\text{粗糙面}} > \epsilon_{\text{磨光面}}; \quad \epsilon_{\text{氧化表面}} > \epsilon_{\text{非氧化面}}$$

(3) 对光滑表面的物体 $\epsilon = 0.95 \epsilon_n$, 表面粗糙的物体 $\epsilon = 0.98 \epsilon_n$, 工程中一般假定 $\epsilon(\theta) = \epsilon_n = \epsilon$, 即表面满足兰贝特定律, 但对高度磨光的金属表面 $\epsilon = 1.20 \epsilon_n$ 。注意: 教材表 7-2 列出的是一些常用材料的 ϵ_n 值。

(4) 由教材表 7-2, 大部分非金属材料的发射率较高, 一般 $\epsilon = 0.8 \sim 0.9$ 。

(5) 实际物体辐射力并非严格与 T^4 成正比(金属略高, 气体略低), 但通常仍用 T^4 表示, 而把其他复杂因素归于 ϵ 中。

(6) 无论对金属和非金属导体, 在表面法线方向大约 $\theta = 0 \sim 60^\circ$ 范围内的定向发射率均保持为常数, 而表面发射的辐射能绝大部分集中在这一区域, 因此, 通常认为金属表面和非金属表面均为符合兰贝特定律的漫射表面。

2. 实际物体的吸收特性

实际物体的吸收比不仅取决于其自身的表面特性(温度, 材料, 表面状况), 还取决于投射辐射沿波长的分布情况。这就决定了实际物体的吸收特性远比发射特性复杂。读者应充分理解为什么实际物体的吸收比对波长具有选择性, 以及如何利用这一特点来解释日常生活及工程实际的有关现象。灰体正是对实际物体的吸收比进行抽象简化后的理想模型, 灰体的光谱吸收比与波长无关, 即 $\alpha(\lambda) = \alpha = \text{常数}$ 。对灰体的理解, 只要在所研究的辐射能覆盖的波长范围内, $\alpha(\lambda)$ 保持为常数即可, 而不必追求对所有的波长都严格成立。此外, 在用实际物体吸收比对波长的选择性解释现实世界的五彩缤纷时, 应注意物体的颜色可能是由于其本身温度高而发光造成的(如铁块在炼钢炉中烧红的情形), 另一种可能是物体由于温度低其本身并不发光, 但会反射或吸收投入的可见光(如常温下物体呈现红色即是由于物体对投入的可见光中红光反射较多的缘故)。

3. 基尔霍夫定律

基尔霍夫定律将实际物体的发射率 ϵ 与吸收比 α 联系起来。对实际物体, $\alpha(T) = \epsilon(T)$ 要求该物体在与黑体处于热平衡时成立, 而对漫射灰体而言, 则恒有 $\alpha(T) = \epsilon(T)$, 而并不需要附加条件, 这也是引入灰体概念的好处。因此在辐射换热计算时, 只需知道 α 和 ϵ 任何一方的信息即可。基尔霍夫定律是本章的重点和难点, 理解时应注意以下几点:

(1) 基尔霍夫定律的三种不同表达式及其成立条件。

$\alpha(T) = \epsilon(T)$ 漫射的灰体或与黑体处于热平衡;

$\alpha(\lambda, T) = \epsilon(\lambda, T)$ 漫射表面;

$\alpha(\lambda, \varphi, \theta, T) = \epsilon(\lambda, \varphi, \theta, T)$ 任何表面(无条件)。

(2) 研究有太阳辐射的情形时,不可轻易利用 $\alpha(\lambda) = \epsilon(\lambda)$ 这一条件。因太阳辐射不能作为灰体。

(3) 对漫射灰体: $\alpha(T) = \epsilon(T)$, 表明同温度下黑体辐射力最大, 善于发射的物体必善于吸收。对黑体 $\epsilon = \alpha = 1$ 。

(4) 引入基尔霍夫定律后, 物体的发射率与吸收比被联系在一起, 由于物体的发射率只取决于自身的温度及表面状况, 因此一般文献中只给出发射率的数据, 而不给吸收比的数据。由前面的讨论可知, 大多数工程材料均满足“漫射的灰体”的假定。本书第 8 章讨论的辐射换热计算一般基于这一假定。

7.3 典型题精解

7.3.1 基本概念

本节基本概念主要包括: 热辐射基本概念及名词解释、黑体辐射基本定律、实际物体辐射特性及其应用。

例 7-1 试解释下列名词术语:

(1) 定向辐射强度; (2) 立体角; (3) 普朗克定律; (4) 光谱发射率; (5) 漫射表面; (6) 灰体。

解 (1) 定向辐射强度——单位时间、单位可见辐射面积向指定方向单位立体角内辐射的能量称为定向辐射强度。

(2) 立体角——以立体角的角端为中心, 作半径为 r 的半球, 将半球表面上被立体角所切割的面积 A_c 除以半径的平方 r^2 , 即得立体角的度量, $\Omega = A_c / r^2$ 。

(3) 普朗克定律是揭示黑体辐射能按波长分布的规律, 即: 光谱辐射力 $E_{b\lambda}$ 与波长 λ 和温度 T 的关系, 其表达式为:

$$E_{b\lambda} = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T} - 1}$$

其中 $c_1 = 3.742 \times 10^{-16} \text{ W/m}^2$

$c_2 = 1.4388 \times 10^{-2} \text{ m}\cdot\text{K}$

(4) 光谱发射率——表示实际物体的光谱辐射力 E_λ 与同温度下黑体的光谱辐射力 $E_{b\lambda}$ 的比值, 即 $\epsilon(\lambda) = E_\lambda / E_{b\lambda}$

(5) 漫射表面——通常把服从兰贝特定律的表面称为漫射表面, 即该表面的定向辐射强度与方向无关。

(6) 灰体——在热辐射分析中, 通常把光谱吸收比 $\alpha(\lambda)$ 与波长无关的物体称为灰体, 即 $\alpha = \alpha(\lambda) = \text{常数}$ 。

例 7-2 人造地球卫星在返回地球表面时为何容易被烧毁?

解 卫星在太空中正常运行时, 其表面的热量传递方式主要依靠与太空及太阳等星体的辐射。而在卫星返回地面的过程中, 由于与大气层之间的摩擦, 产生大量的热量, 无法及时散

失,因而易被烧毁。

例 7-3 北方深秋季节的清晨,树叶叶面上常常结霜。试问树叶上、下表面的哪一面结霜?为什么?

解 霜会结在树叶的上表面。因为清晨,上表面朝向太空,下表面朝向地面。而太空表面的温度低于摄氏零度,而地球表面温度一般在零度以上。由于相对树叶下表面来说,其上表面需要向太空辐射更多的能量,所以树叶下表面温度较高,而上表面温度较低且可能低于零度,因而容易结霜。

例 7-4 材料 A, B 的半球光谱发射率如图 7-3 所示。试问半球平均发射率将如何随温度而变化?并简要说明之。

解 半球平均发射率可按下式进行计算

$$\begin{aligned} \epsilon(T) &= \frac{\int_0^{\infty} \epsilon_{\lambda}(\lambda) E_{b\lambda}(\lambda, T) d\lambda}{E_b(T)} \\ &= \int_0^{\infty} \epsilon_{\lambda}(\lambda) \frac{E_{b\lambda}(\lambda, T)}{E_b(T)} d\lambda \end{aligned}$$

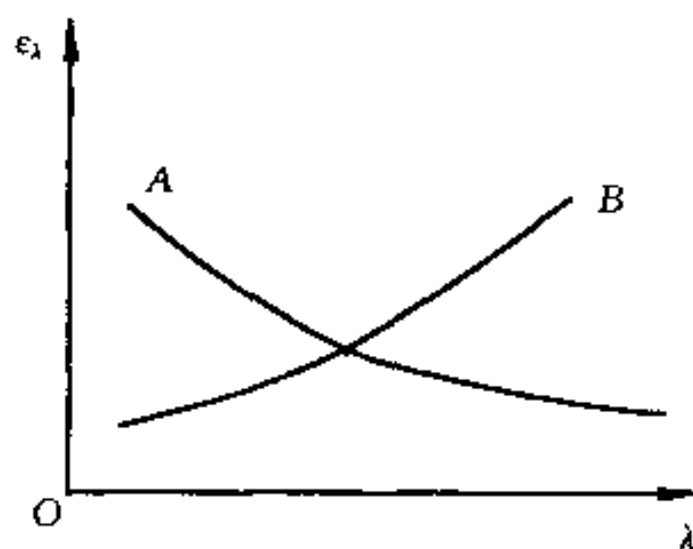


图 7-3 例 7-4 示意图

由普朗克定律,随温度升高, $E_{b\lambda} \sim \lambda$ 变化曲线之峰值向短波方向移动,即 $E_{b\lambda}(\lambda, T)/E_b(T)$ 在短波处增大,而在长波处减小,结合图 7-3 可得:

材料 A 的 $\epsilon(T)$ 随温度增加而增大;

材料 B 的 $\epsilon(T)$ 随温度增加而减小。

例 7-5 如图 7-4 所示的真空辐射炉,球心处有一黑体加热元件,试指出①,②,③处中何处定向辐射强度最大?何处辐射热流最大?假设①,②,③处对球心所张立体角相同。

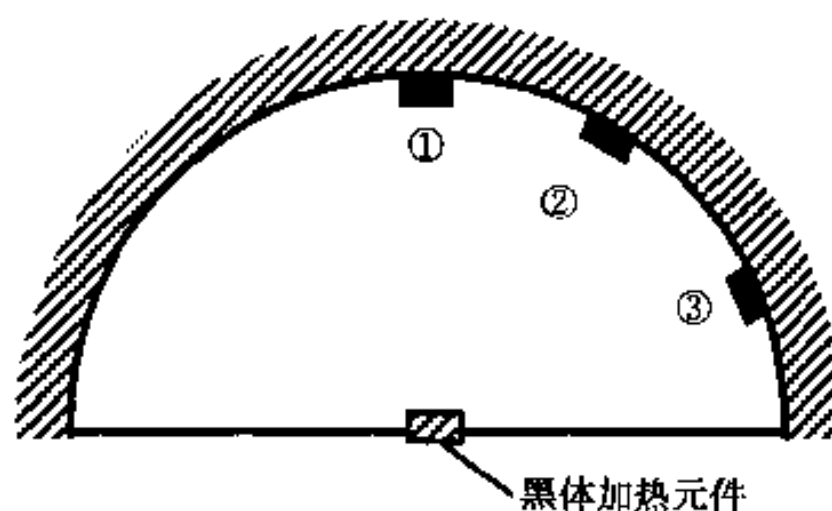


图 7-4 例 7-5 示意图

解 由黑体辐射的兰贝特定律知,定向辐射强度与方向无关。故 $L_1 = L_2 = L_3$ 。而三处对球心立体角相当,但与法线方向夹角不同, $\cos\varphi_1 > \cos\varphi_2 > \cos\varphi_3$ 。所以①处辐射热流最大,③处最小。

例 7-6 “善于发射的物体必善于吸收”,即物体辐射力越大,其吸收比也越大。你认为对吗?

解 基尔霍夫定律对实际物体成立必须满足两个条件:物体与辐射源处于热平衡,辐射源为黑体。也即物体辐射力越大,其对同样温度的黑体辐射吸收比也越大,善于发射的物体,必善于吸收同温度下的黑体辐射。所以上述说法不正确。

例 7-7 有一台放置于室外的冷库,从减小冷库冷量损失的角度出发,冷库外壳颜色应涂成深色还是浅色?

解 要减少冷库冷损,须尽可能少地吸收外界热量,而尽可能多地向外释放热量。因此冷库应取较浅的颜色,从而使吸收的可见光能量较少,而向外发射的红外线较多。

例 7-8 在波长 $\lambda < 2 \mu\text{m}$ 的短波范围内,木板的光谱吸收比小于铝板,而在长波($\lambda > 2 \mu\text{m}$)

范围内则相反。在木板和铝板同时长时间放在太阳光下时,哪个温度高?为什么?

解 波长小于 $2\ \mu\text{m}$ 时,太阳光的辐射能量主要集中在该波段,而对常温下的物体,其辐射波长一般大于 $2\ \mu\text{m}$ 。在同样的太阳条件下,铝板吸收的太阳能多,而在此同时,其向外辐射的能量却少于木板(在长波范围内,铝板吸收比小于木板,由基尔霍夫定律,其发射率亦小于木板)。因此,铝板温度高。

例 7-9 选择太阳能集热器的表面涂层时,该涂料表面光谱吸收比随波长的变化最佳曲线是什么?有人认为取暖用的辐射采暖片也需要涂上这种材料,你认为合适吗?

解 最佳的曲线应是在短波(如 $\lambda < 3\ \mu\text{m}$)部分光谱吸收比 $\alpha(\lambda) = 1$,而在长波部分($\lambda > 3\ \mu\text{m}$), $\alpha(\lambda) = 0$,这样吸收太阳能最多,而向外辐射散热却为零。对于辐射采暖器,其表面温度不高,大部分辐射位于长波范围,此时 $\alpha(\lambda) = 0$,由基尔霍夫定律, $\epsilon(\lambda) = 0$,反而阻碍其散热,因而涂上这种材料不合适。

例 7-10 窗玻璃对红外线几乎不透明,但为什么隔着玻璃晒太阳却使人感到暖和?

解 窗玻璃对红外线不透明,但对可见光却是透明的,因而隔着玻璃晒太阳,太阳光可以穿过玻璃进入室内,而室内物体发出的红外线却被阻隔在窗内,因而房间内温度越来越高,因而感到暖和。

7.3.2 定量计算

本节定量计算部分包括建立辐射换热的能量守恒关系式,兰贝特定律的应用,利用物体的光谱辐射特性计算辐射换热,等等。

例 7-11 白天,投射到一大的水平屋顶上的太阳照度 $G_s = 1\ 100\ \text{W}/\text{m}^2$,室外空气温度 $t_f = 27\ \text{℃}$,有风吹过时空气与屋顶的表面传热系数为 $h = 25\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,屋顶下表面绝热,上表面发射率 $\epsilon = 0.2$,且对太阳辐射的吸收比 $\alpha_s = 0.6$ 。求稳定状态下屋顶的温度。设太空温度为绝对零度。

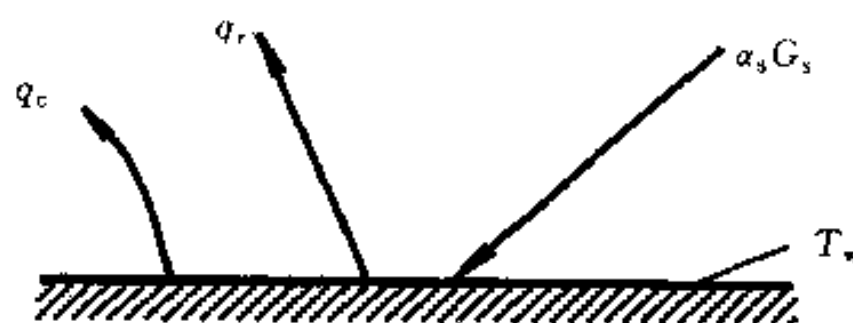


图 7-5 例 7-11 示意图

解 如图 7-5 所示,稳态时屋顶的热平衡如下

$$\alpha_s G_s - q_c - q_r = 0 \quad (1)$$

对流散热量

$$q_c = h(T_w - T_f) = 25(T_w - 300)$$

辐射散热量

$$q_r = \epsilon\sigma(T_w^2 - T_0^4) = 0.2 \times 5.67 \times 10^{-8}(T_w^4 - 0)$$

太阳辐射热量

$$\alpha_s G_s = 0.6 \times 1\ 100 = 660\ \text{W}/\text{m}^2$$

代入(1)中得

$$1.134 \times 10^{-8} T_w^4 + 25T_w = 8\ 160$$

采用试凑法,解得

$$T_w = 321.5\ \text{K} = 48.5\ \text{℃}$$

例 7-12 一人工黑体腔上直径为 20 mm 的圆可视为黑体辐射小孔, 其辐射力相当于温度为 1 600 K 的黑体辐射力。一辐射热流计与该小孔相距 1 m, 且与该小孔法线方向成 60° 夹角, 热流计的吸热面积为 $1.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ 。试确定该热流计所探测到的黑体投入辐射。

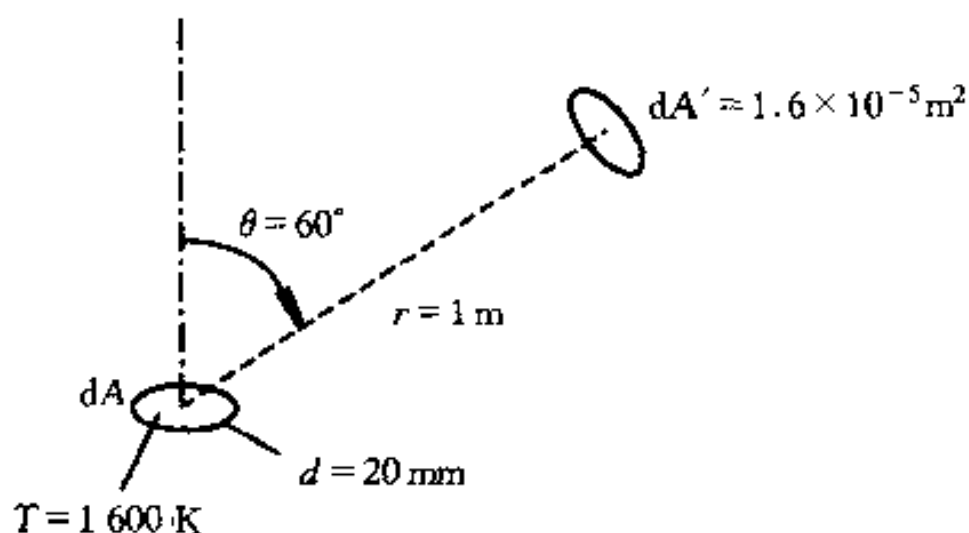


图 7-6 例 7-12 示意图

解 由兰贝特定律(教材(7-16)式)

$$L(\theta) = \frac{d\Phi(\theta)}{dA \cos\theta d\Omega}$$

得 $d\Phi(\theta) = L(\theta) dA \cos\theta d\Omega$

考虑到小孔的黑体性质:

$$L(\theta) = L = E_b/\pi = \frac{5.67 \times 10^{-8} \times 1\,600^4}{\pi} = 118\,280.5 \text{ W/m}^2$$

$$dA = \frac{1}{4} \pi d^2 = \frac{1}{4} \pi \times 0.02^2 = 3.1416 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\cos\theta = \cos 60^\circ = 0.5$$

$$d\Omega = \frac{dA'}{r^2} = 1.6 \times 10^{-5} \text{ rad}$$

$$\begin{aligned} \text{故 } d\Phi(\theta) &= 118\,280.5 \times 3.1416 \times 10^{-4} \times 0.5 \times 1.6 \times 10^{-5} \\ &= 2.973 \times 10^{-4} \text{ W} \end{aligned}$$

例 7-13 从太阳投射到地球大气层外缘的辐射能量经准确测定为 $1\,353 \text{ W/m}^2$, 太阳直径为 $1.39 \times 10^9 \text{ m}$, 地球直径为 $1.29 \times 10^7 \text{ m}$, 两者相距 $1.5 \times 10^{11} \text{ m}$ 。若认为太阳是黑体, 试估计其表面温度。

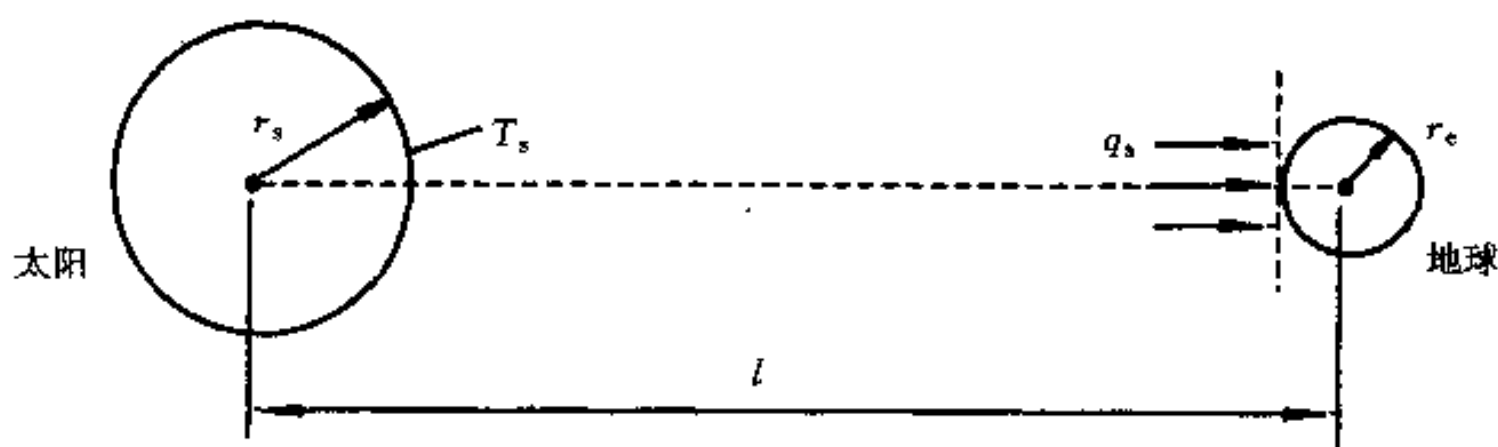


图 7-7 例 7-13 示意图

解 由兰贝特定律

$$d\Phi(\theta) = dA \cos\theta d\Omega L(\theta) \tag{1}$$

其中 $d\Phi(\theta)$ 表示地球所接受到的太阳能量

$$d\Phi(\theta) = q_s \pi r_e^2$$

$$\cos\theta = \cos 0^\circ = 1$$

dA 表示太阳的辐射面积, $dA = \pi r_s^2$, 此处为地球看太阳的投影面积, 即可见面积。

$d\Omega$ 为地球对太阳所张的立体角, 考虑到上述地球所接受的太阳能量均为大气层外缘之

值,故

$$d\Omega = \frac{\pi r_e^2}{(l - r_e)^2}$$

$$L(\theta) \text{表示太阳辐射强度, } L(\theta) = L = \frac{E_b}{\pi} = \frac{\sigma T_s^4}{\pi}$$

将上述各量代入式(1)中得

$$q_s \pi r_e^2 = \frac{\sigma T_s^4}{\pi} \pi r_s^2 \frac{\pi r_e^2}{(l - r_e)^2}$$

即

$$T_s = \sqrt[4]{\frac{q_s (l - r_e)^2}{\sigma r_s^2}} = \sqrt[4]{\frac{1.353 \times (1.5 \times 10^{11} - 1.29 \times 10^7 / 2)^2}{\left(\frac{1.39 \times 10^9}{2}\right)^2 \times 5.67 \times 10^{-8}}} = 5773.9 \text{ K}$$

此处离地球距离很远,因而太阳和地球的投影面积均可取作赤道面积(即大圆面积)。此题还可直接按下式计算

$$\sigma T_s^4 4\pi r_s^2 = q_s 4\pi (l - r_e)^2$$

上式左端表示太阳表面发出的所有能量,右端即为距太阳为 $(l - r_e)$ 的球面上按热流密度为 q_s 来计算的太阳能,由于能量守恒,按两种方式得到的能量应该相等。上述结果与本题答案完全相同。

例 7-14 直径为 $d = 0.8 \text{ mm}$, 长度 $l = 20 \text{ mm}$ 的圆柱形钨丝, 封闭在真空的灯泡内, 并靠电流加热至稳定的温度 $T_i = 2900 \text{ K}$ 。钨丝的半球光谱发射率 $\epsilon(\lambda)$ 分布如图 7-8 所示。试确定:

- (1) 与电流中断后, 灯丝的起始冷却率;
- (2) 灯丝冷却至 1000 K 所需要的时间。

假定在任何时刻灯丝温度都是均匀的, 且在冷却过程中物性和发射率为常数, 钨的物性: $\rho = 19300 \text{ kg/m}^3$, $c = 185 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ 。

解 (1) 电流中断瞬间, 灯丝向外的辐射能与其热力学能的减小成正比, 即

$$\epsilon \sigma A T^4 = -M c \frac{dT}{d\tau}$$

$$\text{即 } \frac{dT}{d\tau} = \frac{-\epsilon \sigma A T^4}{M c} = -\frac{\epsilon \sigma (\pi d l) T^4}{\rho \left(\frac{\pi}{4} d^2\right) l c} = -\frac{4\epsilon \sigma T^4}{\rho d c} \quad (1)$$

其中钨丝的发射率 ϵ 由下式求得

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{\int_0^\infty \epsilon(\lambda) E_{b\lambda} d\lambda}{E_b} = \frac{\int_0^2 \epsilon(\lambda) E_{b\lambda} d\lambda + \int_2^\infty \epsilon(\lambda) E_{b\lambda} d\lambda}{E_b} \\ &= 0.45 F_{b(0-2)} + 0.1 F_{b(2-\infty)} \\ &= 0.45 \times 0.72 + 0.1 \times (1 - 0.72) = 0.352 \end{aligned}$$

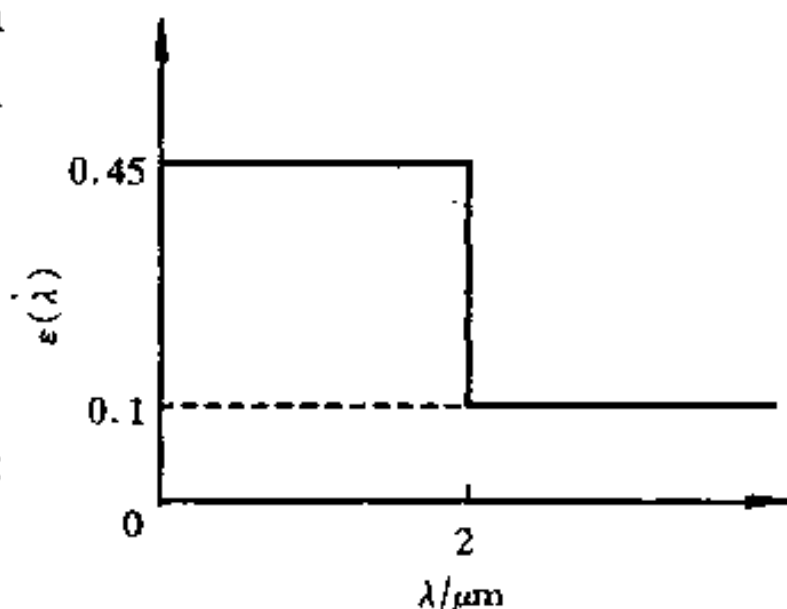


图 7-8 例 7-14 示意图

由此得温度下降率

$$\frac{dT}{d\tau} = -\frac{4 \times 0.352 \times 5.67 \times 10^{-8} \times 2900^4}{19300 \times 0.8 \times 10^{-3} \times 185} = -1977 \text{ K/s}$$

(2) 由(1)式分离变量积分,可得

$$\frac{4\epsilon\sigma}{\rho dc} \int_0^\tau d\tau = -\int_{T_i}^T \frac{dT}{T^4} = \frac{1}{3} \left(\frac{1}{T^3} - \frac{1}{T_i^3} \right)$$

当 $T = 1000 \text{ K}$ 时

$$\tau = \frac{\rho dc}{12\epsilon\sigma} \left(\frac{1}{T^3} - \frac{1}{T_i^3} \right) = \frac{19300 \times 0.8 \times 10^{-3} \times 185}{12 \times 0.352 \times 5.67 \times 10^{-8}} \times \left(\frac{1}{1000^3} - \frac{1}{2900^3} \right) = 11.44 \text{ s}$$

例 7-15 已知太阳可视为温度 $T_s = 5800 \text{ K}$ 的黑体。某选择性表面的光谱吸收比随波长 λ 变化的特性如图 7-9 所示。当太阳的投入辐射 $G_s = 800 \text{ W/m}^2$ 时,试计算该表面对太阳辐射的总吸收比及单位面积上所吸收的太阳能量。

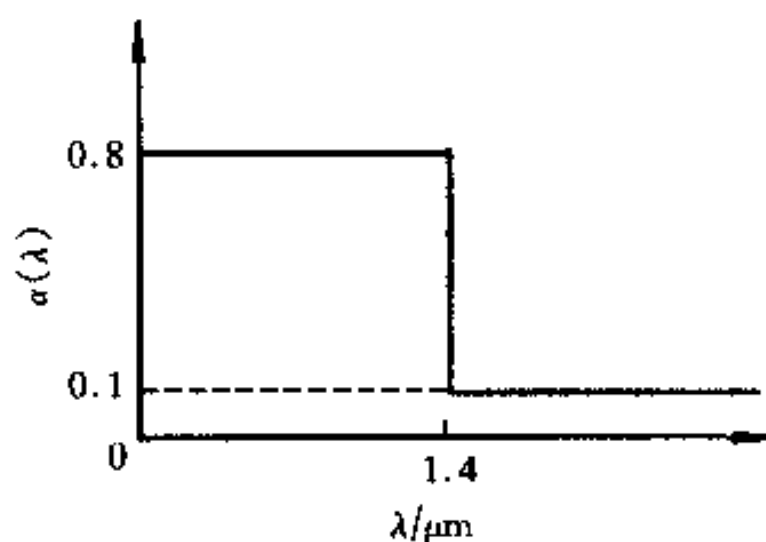


图 7-9 例 7-15 示意图

解 先计算总吸收比。

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{\int_0^\infty \alpha(\lambda) E_{b\lambda} d\lambda}{E_b} \\ &= \frac{\int_0^{1.4} \alpha(\lambda) E_{b\lambda} d\lambda + \int_{1.4}^\infty \alpha(\lambda) E_{b\lambda} d\lambda}{E_b} \\ &= 0.8 F_{b(0-1.4)} + 0.1 F_{b(1.4-\infty)} \\ &= 0.8 \times 0.8608 + 0.1 \times (1 - 0.8608) \\ &= 0.7026 \end{aligned}$$

单位面积上所吸收的太阳能

$$q = \alpha G_s = 0.7026 \times 800 = 562 \text{ W/m}^2$$

7.4 自我测验题

- 解释下列名词：
 - (1)辐射力；(2)黑体；(3)光谱吸收比；(4)定向发射率；(5)兰贝特定律；(6)基尔霍夫定律
- 试述热辐射射线的波长范围,并说明理由。
- 深秋或初冬季节的清晨在屋面上常会看到结霜,试从传热角度分析：
 - (1)有霜出现的日子是否是晴天？
 - (2)室外空气温度是否一定低于零度？
- 试对金属工件在炉内加热时工件表面颜色随温度升高而变化的情形作出解释。
- 在地球轨迹(近似于一个椭圆)的各点,从太阳来的定向辐射强度是否相等？为什么？
- 结合玻璃的光谱辐射特性,解释玻璃房的“温室效应”现象。
- 试述工程实际辐射换热计算中引入“漫射灰体”假定的合理性及重要意义。
- 太阳能集热器表面涂有某种涂层,而使表面吸收太阳能的能力比本身辐射能力大若干

倍,这是否与基尔霍夫定律相矛盾?

9. 实际物体的发射率和吸收比分别与哪些因素有关?

10. 为什么太阳灶的受热面要做成粗糙的黑色表面,而辐射采暖板却不涂黑色?

11. 同时将导电和非导电的圆球加热到白炽温度时,试预测所观察到的圆球外貌(即亮度情况)?

12. 从改善散热角度,户外变压器外壳上的颜色应涂成深色还是浅色?

13. 夏天,在阳光下以穿浅色衣服为好,而在钢铁厂的高温车间,为什么工人们有的穿白色工作服,有的却穿深色工作服?试从传热角度加以解释。

14. 为什么说“物体呈现不同的颜色是由于它选择性吸收或反射”的缘故?

15. 在有些场合,可用水幕或水雾形成的流动屏障来隔辐射热,试解释原因。

16. 一平板,下表面绝热,上表面发射率为0.1,对太阳的吸收比为0.9。空气和周围环境的温度为 $17\text{ }^{\circ}\text{C}$,平板和空气之间的对流表面传热系数为 $20\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。投射到平板上表面的太阳辐射流为 $900\text{ W}/\text{m}^2$ 。平板表面具有漫射性质,求其处于稳态时的温度。

17. 一直径为 20 mm 的黑体辐射孔,其辐射力为 $3.72\times 10^5\text{ W}/\text{m}^2$,用来标定光敏面积为 $1.6\times 10^{-5}\text{ m}^2$ 的热流计。试确定:

(1) 为接受 $1\ 000\text{ W}/\text{m}^2$ 的热流密度,在沿与小孔法向方向上热流计与小孔之间的距离;

(2) 若此时热流计偏离小孔法向 20° 角,此时热流计上的热流密度。

18. 如图7-10所示为某一温度下漫射表面发射辐射的光谱分布。试确定:

(1) 该表面的总辐射力;

(2) 该表面在法线方向及与法向构成 60° 角的方向上发射的定向辐射强度。

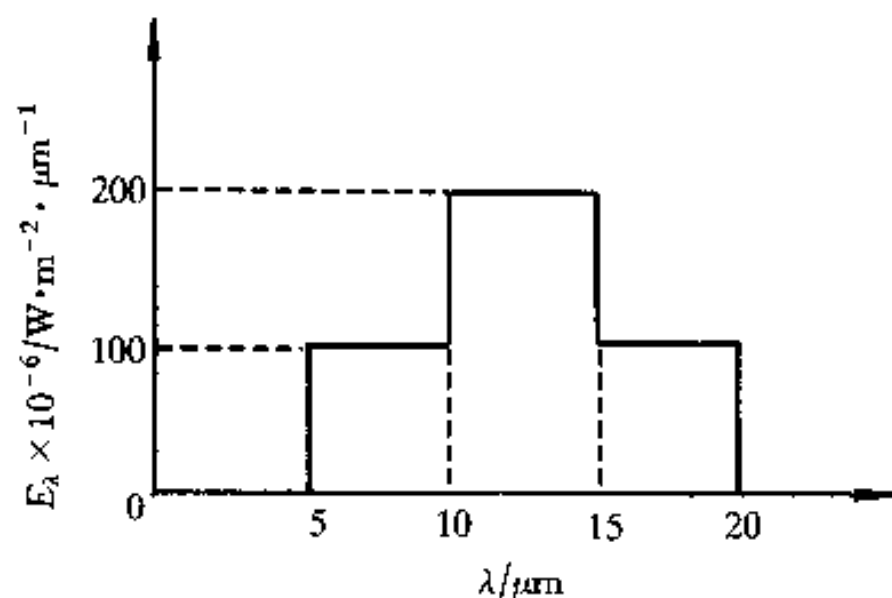


图7-10 题18附图

19. 初始温度为 $1\ 200\text{ K}$ 的具有不透明表面的微小样品,其半球光谱吸收比与波长 λ 的关系如图7-11所示。样品放在一个很大的封闭腔内,封闭腔的壁面发射率为0.2,并保持在 $2\ 400\text{ K}$ 的温度。试确定:

(1) 样品表面的半球总吸收比;

(2) 样品表面的半球总发射率;

(3) 样品放在封闭体内很长时间后的吸收比和发射率。

20. 一建筑商需要从两种漫射不透明涂层中选择一种作为屋顶覆盖层的材料。两种涂层的光谱吸收比 $\alpha(\lambda)$ 与波长 λ 之间的关系如图7-12所示。试问:

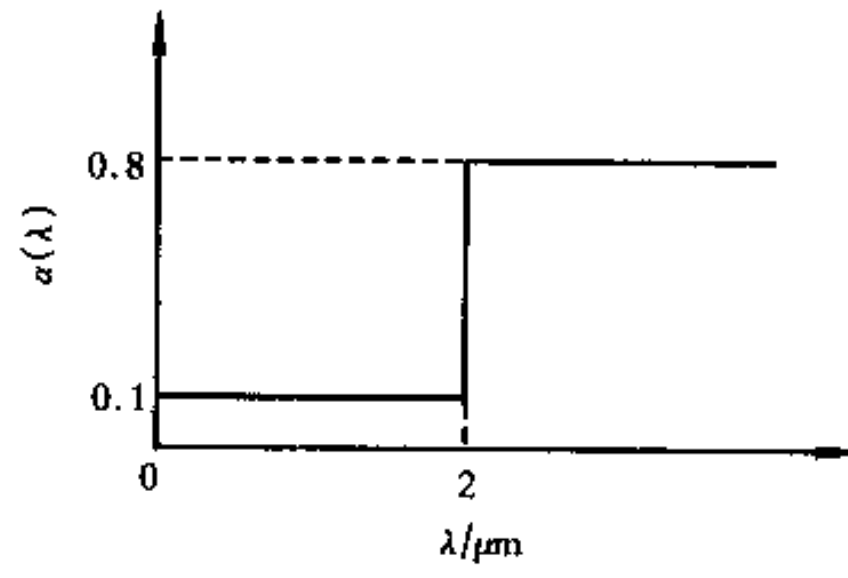


图 7-11 题 19 附图

- (1) 哪种涂层使屋顶温度较低?
- (2) 夏季和冬季分别宜选用哪种涂层?

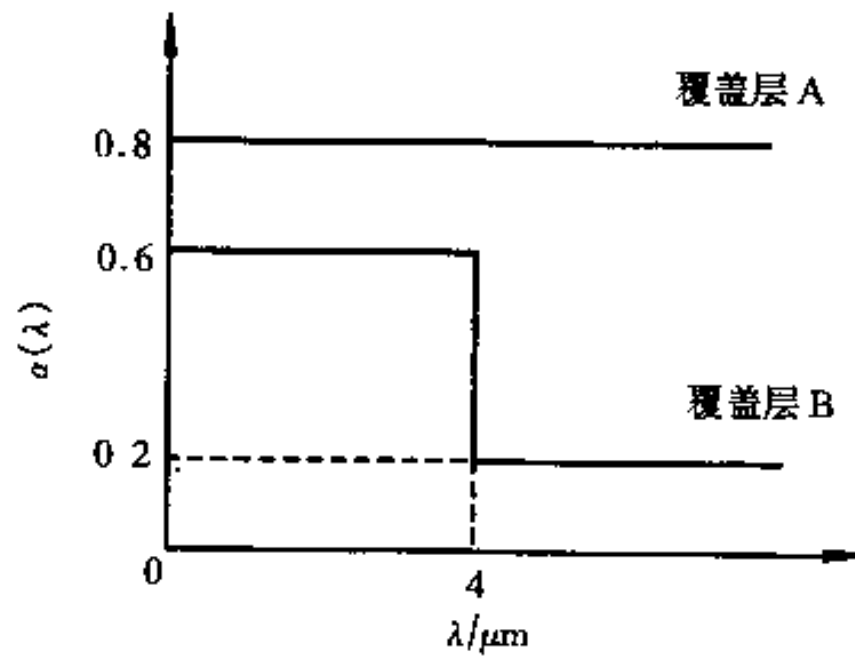


图 7-12 题 20 附图

第 8 章 辐射换热的计算

本章要求掌握角系数的定义、性质及其计算方法,重点是利用代数分析法计算角系数。此外,还要求读者能熟练利用有效辐射概念及辐射网络图对两漫灰表面及 3 个漫灰表面所组成的封闭腔系统进行辐射换热的计算。同时,掌握辐射换热的强化与削弱方法及遮热罩的原理及其应用。了解气体辐射的特点。

8.1 基本知识点

8.1.1 角系数的定义、性质及计算方法

1. 角系数的定义

(1) 定义。我们把从表面 1 发出的辐射能中落到表面 2 上的百分数,称为表面 1 对表面 2 的角系数,记为 $X_{1,2}$ 。其中“发出”即离开之意,它包含表面的自身辐射和反射辐射;“落到”的含义不管表面 2 吸收与否;而“百分数”表示相对大小。

(2) 推导角系数时假定:① 所研究的表面为漫射体;② 表面的辐射热流均匀。以后的讨论中总是认为满足上述假定。

(3) 角系数的基本属性。角系数与表面温度和发射率无关,是一纯几何因子。读者要弄清为什么在辐射换热中要引入角系数的原因,是因为即使其他所有条件均相同,若表面间的相对位置不同时,物体间的辐射换热量有较大差别。

2. 角系数的性质

(1) 相对性。

$$A_1 X_{1,2} = A_2 X_{2,1} \text{ (从有限表面到有限表面)} \quad (8-1)$$

(2) 完整性。

对 N 个表面组成的封闭腔,有

$$\sum_{j=1}^N X_{1,j} = 1 \quad (8-2)$$

表面 1 为凸面或平面时, $X_{1,1} = 0$, 若表面 1 为凹表面,即 $X_{1,1} \neq 0$ 。

(3) 可加性。

设表面 2 由 2a 和 2b 两部分组成,则有

$$X_{1,2} = X_{1,2a} + X_{1,2b} \quad (8-3)$$

注意,反过来, $X_{2,1} \neq X_{2a,1} + X_{2b,1}$, 此时应写成

$$X_{2,1} = \frac{A_{2a}}{A_2} X_{2a,1} + \frac{A_{2b}}{A_2} X_{2b,1} \quad (8-4)$$

3. 角系数的计算方法

(1) 直接积分法。

表面 1,2 上的微元表面 dA_1, dA_2 之间的角系数可用下式计算

$$X_{d1,d2} = \frac{\cos\varphi_1 \cos\varphi_2 dA_2}{\pi r^2} \quad (8-5)$$

其中 φ_1, φ_2, r 等参数参见教材图 8-2。则有限表面 1 和 2 之间的角系数可按下式计算

$$X_{1,2} = \frac{1}{A_1} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos\varphi_1 \cos\varphi_2}{\pi r^2} dA_2 dA_1 \quad (8-6)$$

式(8-6)是求解角系数的基本公式,利用该公式积分的结果常常表示成图、表的形式,如教材图 8-7至图 8-9。

(2) 代数分析法。

利用角系数的性质,通过求解代数方程的形式获得角系数的方法。这是本书的重点。图 8-1(a),(b)分别示出了两种典型的角系数算例,二者垂直于纸面方向无限长。

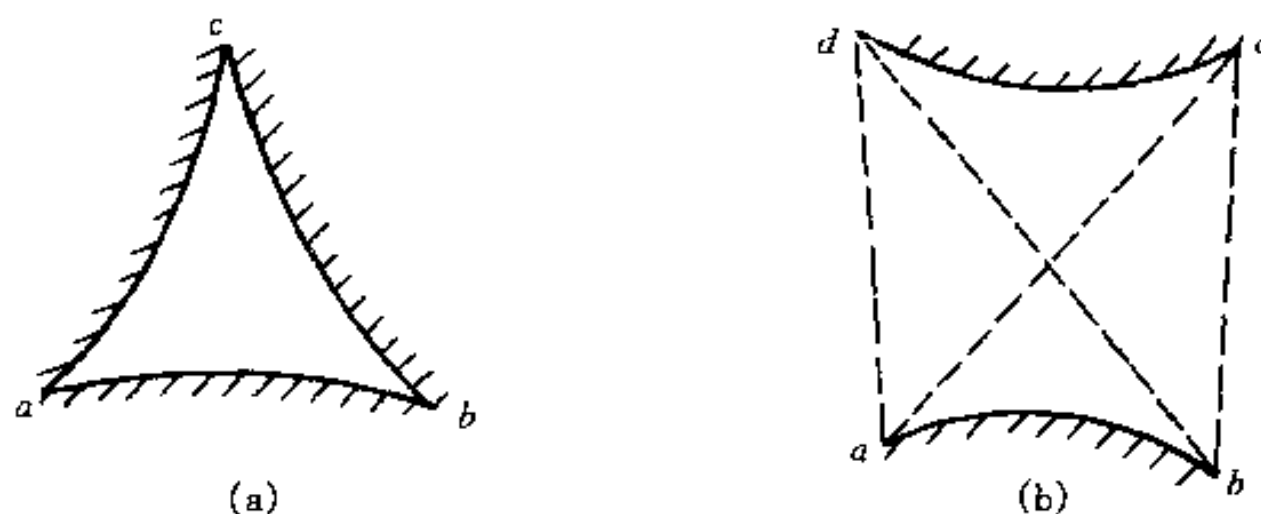


图 8-1 角系数的代数分析法

(a) 3 个非内凹表面组成的封闭系数; (b) 2 个互不相邻的非内凹表面

(a),(b)两种情形的角系数可按下式计算

$$(a): X_{ab,ac} = \frac{l_{ab} + l_{ac} - l_{bc}}{2l_{ab}} \quad (8-7)$$

$$(b): X_{ab,cd} = \frac{(l_{ac} + l_{bd}) - (l_{ad} + l_{bc})}{2l_{ab}} \quad (8-8)$$

利用上述方法还可以对已知的角系数去推断未知的角系数。

8.1.2 被透热介质隔开的两固体表面间的辐射换热

1. 封闭腔模型

在进行物体间的辐射换热计算之前,必须先保证计算的对象是包含所研究表面的封闭腔,因为热辐射是以电磁波形式进行传递,为此,必须计及所研究表面向外发出的所有能量,同时还应包括空间各个方向投入到该表面的辐射能。封闭腔的边界可以是真实的,也可以是虚构的。注意封闭腔模型不仅适用于黑体,也适用于灰体间的辐射换热计算。

2. 两黑体表面间的辐射换热

(1) 计算公式。

$$\begin{aligned} \Phi_{1,2} &= A_1 E_{b1} X_{1,2} - A_2 E_{b2} X_{2,1} = A_1 X_{1,2} (E_{b1} - E_{b2}) \\ &= \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1}{A_1 X_{1,2}}} \end{aligned} \quad (8-9)$$

(2) 辐射网络图。

图 8-2(b) 所示为两黑体表面间辐射换热的网络图。其中 $\frac{1}{A_1 X_{1,2}}$ 为空间辐射热阻。由式 (8-9) 可以看出, 黑体辐射换热计算的关键在于如何求得表面间的角系数 $X_{1,2}$ 。

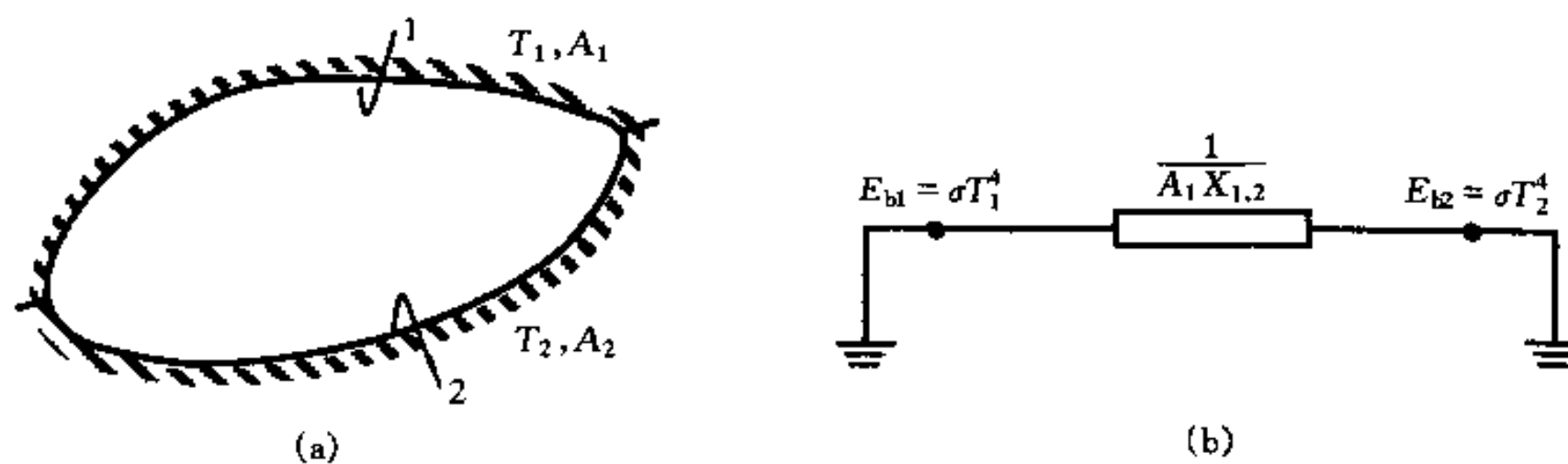


图 8-2 两黑体表面间的辐射换热
(a) 两黑体表面组成的封闭腔; (b) 辐射网络图

3. 有效辐射 J

讨论漫灰表面间辐射换热的计算需引入有效辐射 J 的概念。

(1) 定义。有效辐射即单位时间离开单位面积的总辐射能量, 它包括表面的本身辐射和反射辐射两部分, 如图 8-3 所示。

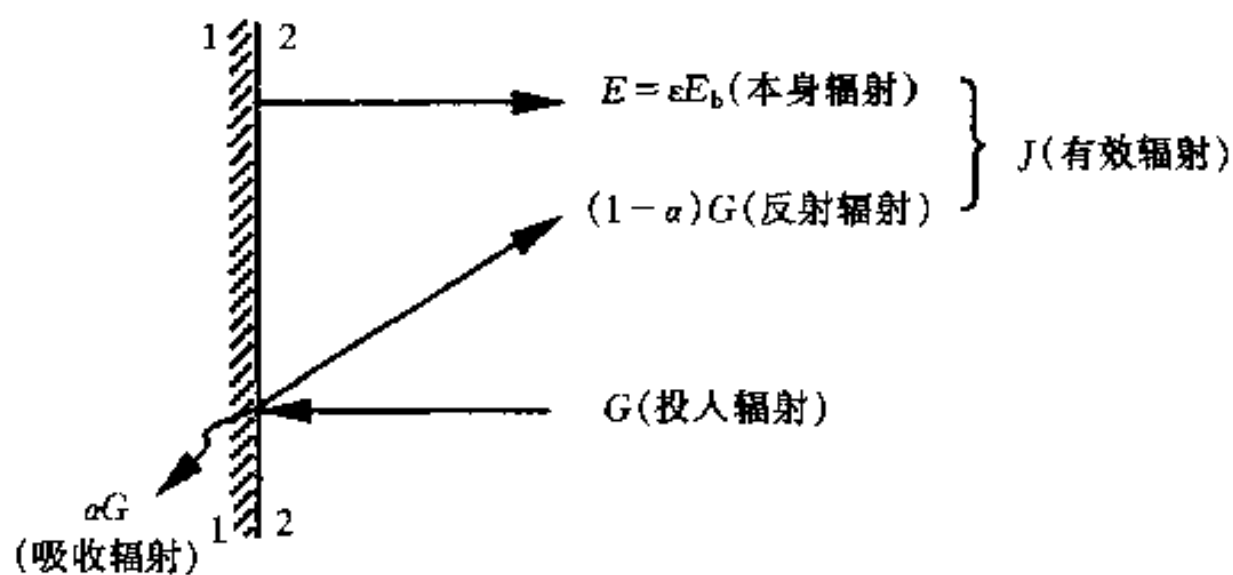


图 8-3 有效辐射的定义

(2) 计算式。

由图 8-3, 表面的辐射热流可分别从 1-1 和 2-2 两个表面写出, 即

$$1-1 \text{ 表面: } q = E - \alpha G$$

$$2-2 \text{ 表面: } q = J - G$$

从以上两式中消去 G , 可得

$$J = \frac{E}{\alpha} - \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)q$$

考虑到表面的漫灰性质, $\epsilon = \alpha$, 故

$$J = \frac{E}{\epsilon} - \left(\frac{1}{\epsilon} - 1\right)q = E_b - \left(\frac{1}{\epsilon} - 1\right)q \quad (8-10)$$

或写成

$$q = \frac{E_b - J}{\frac{1 - \epsilon}{\epsilon}}$$

式中 q 表示该表面与外界的辐射换热量。

4. 两漫灰表面间组成封闭系的辐射换热

(1) 辐射网络图。

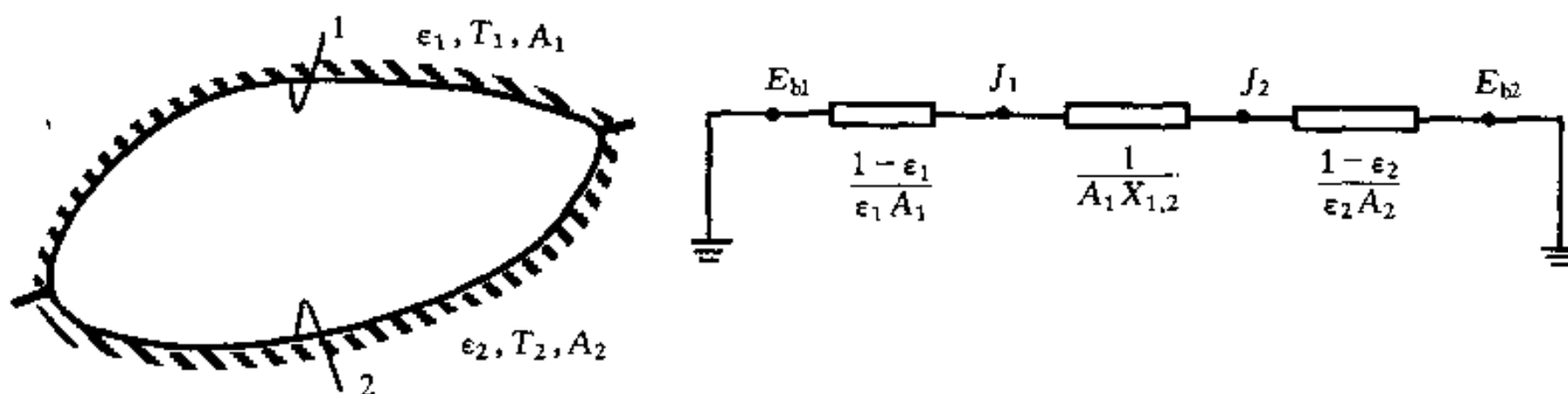


图 8-4 两漫灰表面组成的封闭系统和辐射网络图

两漫灰表面 1,2 间组成封闭系的辐射换热计算网络图如图 8-4 所示。与黑体间的辐射换热不同,该图增加了二个表面热阻 $\frac{1-\epsilon_1}{\epsilon_1 A_1}$ 和 $\frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}$ 。可以这样理解辐射换热表面辐射热阻和空间辐射热阻的含义:表面辐射热阻 $\frac{1-\epsilon}{\epsilon A}$ 是由于物体为非黑体表面或其表面积 A 不是无穷大造成的;而空间辐射热阻 $\frac{1}{A_1 X_{1,2}}$ 是由于 1 表面的辐射能不能完全落到表面 2 的缘故,空间辐射热阻为几何因素。

(2) 两漫灰表面组成的封闭系辐射换热计算式。

$$\Phi_{1,2} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1-\epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 X_{1,2}} + \frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}} \quad (8-11)$$

(3) 几种特例。

① 1 表面为凸表面或平表面。则 $X_{1,2} = 1$

$$\Phi_{1,2} = \frac{A_1(E_{b1} - E_{b2})}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right)} \quad (8-12)$$

② 1 表面为凸表面或平表面,且 $A_1 \ll A_2$ 。则 $X_{1,2} = 1$, $\frac{A_1}{A_2} \rightarrow 0$ 。如大房间中的小物体、物体与周围环境之间的散热。

$$\Phi_{1,2} = \epsilon_1 A_1 (E_{b1} - E_{b2}) \quad (8-13)$$

此式即绪论中的式(1-5)。

③ 两块靠得很近的无限大平行平板。即 $\frac{A_1}{A_2} = 1$, 且 $X_{1,2} = 1$ 。

$$\Phi_{1,2} = \frac{A_1(E_{b1} - E_{b2})}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (8-14)$$

式(8-11)也可利用有效辐射的概念推导得出,详见教材第276页。

8.1.3 多表面系统辐射换热的计算

1. 基本方法及步骤

(1) 基本方法:网络法。

(2) 主要步骤。

① 首先分析有几个表面组成的封闭系统以及各个表面的性质(黑体表面、漫灰表面、绝热表面)。注意划分表面的依据是各表面的热边界条件,而非仅仅以几何条件为准。

② 画出等效辐射网络图。注意画辐射网络图时,一般情况下,每一辐射表面应有源热势 E_b 和有效辐射 J ,二者之间以表面热阻 $\frac{1-\epsilon}{\epsilon A}$ 相连;而各表面的节点热势(即有效辐射)间以空间热阻 $\frac{1}{AX}$ 相连。

③ 列出节点方程式。主要依据类似电学中的基尔霍夫定律,即所有流向该节点的热流量的代数和为零。

④ 求解节点方程组得有效辐射 $J_1, J_2 \dots J_N$ 。由③中可对每一表面的有效辐射列出一个方程,因而方程组封闭。当节点数较多时,可借助计算机求解。

⑤ 求辐射换热量

表面 i 的净辐射换热量 Φ_i

$$\Phi_i = \frac{E_{bi} - J_i}{\frac{1-\epsilon_i}{\epsilon_i A_i}} = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{\frac{1}{A_i X_{i,j}}} \quad (8-15)$$

表面 i 与表面 j 之间的辐射换热量

$$\Phi_{i,j} = \frac{J_i - J_j}{\frac{1}{A_i X_{i,j}}} \quad (8-16)$$

2. 2个特例

(1) 当参与辐射的封闭腔表面中的一个表面为黑体($\epsilon = 1$),或表面面积为无穷大时($A \rightarrow \infty$),表面热阻 $\frac{1-\epsilon}{\epsilon A} = 0$ 。此时 $J = E_b$,因此可以少解一个节点方程。

(2) 若某一表面的净辐射热流 $q = 0$,即为重辐射面时,由式(8-10),有

$$J = E_b - \left(\frac{1}{\epsilon} - 1\right)q = E_b \quad (8-17)$$

表面上看与表面为黑体时的结果一致,其实是有区别的。当表面为重辐射面时,表面有效辐射 J 为节点而非源热势,因而是一浮动值,因为该表面温度并非独立,而是由其他表面决定,并且与表面发射率 ϵ 无关。但应注意虽然表面净辐射热流 $q = 0$,但该表面的存在对其他表面的辐射热量分布将产生影响。

8.1.4 辐射换热的强化与削弱

1. 物体表面辐射换热的控制

控制表面的辐射换热,即强化或削弱表面的辐射热流密度,可以从表面辐射热阻和空间辐射热阻出发,具体分析影响换热的因素。以强化辐射换热为例,即要减小表面辐射热阻 $\frac{1-\epsilon}{\epsilon A}$ 或空间辐射热阻 $\frac{1}{AX}$,则可增大辐射表面的面积 A 和表面发射率 ϵ 以及表面间的辐射角系数。如为了减小化工厂中蒸气管道的散热损失,可在管道外表面敷设一层发射率很小的铝箔。

2. 遮热罩

遮热罩是利用增加辐射热阻的方法来达到减小辐射热流的目的。每增加一层遮热罩,相当于增加了两个表面热阻和一个空间热阻。日常生活中应用遮热罩来减小辐射散热的例子有很多,如教材中提到的多层遮热板保温容器、超级隔热油管等。

3. 辐射换热表面传热系数 h_r 及复合换热表面传热系数 h_t

(1) h_r 是用牛顿冷却公式按辐射换热量折算后的辐射换热表面传热系数。

$$h_r = \frac{\Phi_r}{A(t_w - t_f)} \quad (8-18)$$

(2) h_t 是当传热问题同时存在辐射换热和对流换热时,对流换热表面传热系数 h_c 和辐射换热表面传热系数 h_r 之和称为复合换热表面传热系数 h_t 。

$$h_t = h_r + h_c \quad (8-19)$$

8.1.5 气体辐射

1. 气体辐射的特点

(1) 不同气体,辐射和吸收的本领不同。对单原子气体和对称结构的双原子气体如 O_2 , N_2 等,辐射能力较弱,可认为是热的透明体。但对 CO_2 , H_2O (水蒸气)等多原子气体及 CO 等结构不对称的双原子气体,具有较强的辐射本领。一般称为吸收性介质。

(2) 气体辐射对波长具有选择性。如 CO_2 , H_2O (水蒸气)各有三个波段具有辐射和吸收本领。因此,气体不能作为灰体。

(3) 气体的辐射和吸收是在整个容积中进行的,与气体在容器中的分子数目及容器的形状和容积等有关。

2. 气体辐射强度的削弱——贝尔定律

(1) 贝尔定律。

$$\tau(\lambda, s) = e^{-k_\lambda s} \quad (8-20)$$

它表示光谱辐射强度在吸收性气体中传播时按指数规律衰减,其中 k_λ 为光谱减弱系数,它取决于气体种类,密度和波长。

(2) 平均射线路程长。

由于气体具有容积辐射的特点,采用当量半球半径作为平均射线路程长。所谓当量半球,是指半球内的气体具有与所研究的情况相同的温度、压力和成分时,该半球内气体对球心的辐射力,等于所研究情况下气体对指定地区的辐射力。显然,平均射线路程长越大,表明辐射力越强。一般用 $s = 3.6V/A$ 来求得平均射线路程长。

8.2 辐射换热名词术语一览

表 8-1 辐射换热名词术语一览表

术语名称	定义或符号	释义(物理意义)
黑体		吸收比 $\alpha = 1$ 的物体,且亦有 $\epsilon = 1$,一般以脚标“b”表示
灰体		物体光谱吸收比 $\alpha(\lambda) = \alpha = \text{常数}$ 的物体
漫射体		定向辐射强度与方向无关的物体
辐射力	E	单位时间内物体的单位表面积向半球空间所有方向发射出去的全部波长的辐射能的总量,单位为 W/m^2
光谱辐射力	E_λ	单位时间内物体的单位表面积向半球空间所有方向发射出去的包含波长 λ 的单位波长范围内的总能量,其单位为 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{m})$,与辐射力有如下关系 $E = \int_0^\infty E_\lambda d\lambda$
发射率	$\epsilon = E/E_b$	实际物体的辐射力与同温度下黑体辐射力的比值
吸收比	$\alpha = \frac{\Phi_a}{\Phi}$	外界投入到物体表面上的总能量 Φ 中被物体吸收的部分 Φ_a 与 Φ 的比值
反射比	$\rho = \frac{\Phi_p}{\Phi}$	外界投入到物体表面上的总能量 Φ 中被物体反射的部分 Φ_p 与 Φ 的比值
穿透比	$\tau = \frac{\Phi_\tau}{\Phi}$	外界投入到物体表面上的总能量 Φ 中被物体穿透的部分 Φ_τ 与 Φ 的比值
光谱吸收比	$\alpha(\lambda)$	物体对某一特定波长的辐射能所吸收的百分数
黑体辐射函数	$F_{b(0-\lambda)} = \frac{\int_0^\lambda E_{b\lambda} d\lambda}{\sigma T^4} = f(\lambda T)$	波长 $0 \sim \lambda \mu\text{m}$ 的黑体辐射占同温度下黑体辐射力的百分数
斯忒藩—波耳兹曼定律	$E_b = \sigma T^4$	黑体辐射力随热力学温度变化的关系
普朗克定律	$E_{b\lambda} = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T} - 1}$	黑体光谱辐射力随波长变化的关系
维恩位移定律	$\lambda_m T = 2900 \mu\text{m} \cdot \text{K}$	对应于黑体最大光谱辐射力的波长与热力学温度成反比
兰贝特定律	$L(\theta) = L = \text{常量}$	黑体辐射的定向辐射强度与方向无关

术语名称	定义或符号	释义(物理意义)
定向辐射强度	L	单位时间、单位可见辐射面积、单位立体角内的辐射能量,单位 $W/(m^2 \cdot sr)$
选择性表面		物体的光谱吸收比随波长而变的表面
基尔霍夫定律	$\epsilon(\lambda, T) = \alpha(\lambda, T)$ $\epsilon(T) = \alpha(T)$	对漫射表面而言 对漫灰表面而言
角系数	$X_{1,2}$	表面 1 发出的辐射能落到表面 2 上的百分数称为表面 1 对 2 的角系数
角系数性质	$A_1 X_{1,2} = A_2 X_{2,1}$ $\sum_{i=1}^N X_{1,i} = 1$ $X_{1,2} = \sum_{i=1}^N X_{1,2i}$	相对性 完整性 可加性
有效辐射	J	单位时间内离开表面单位面积的总辐射能
投入辐射	G	单位时间内投射到表面的单位面积上的总辐射能
表面 i 的净辐射换热量	$\Phi_i = \sum_{j=1}^N \Phi_{i,j}$ $= \frac{E_{bx} - J_i}{\frac{1 - \epsilon_i}{\epsilon_i A_i}}$	表面 i 与由 N 个表面组成的封闭腔之间的辐射换热量
辐射换热量	$\Phi_{i,j} = \frac{J_i - J_j}{\frac{1}{A_i X_{i,j}}}$	表面 i, j 之间的辐射换热量
表面辐射热阻	$\frac{1 - \epsilon}{\epsilon A}$	取决于表面辐射特性
空间辐射热阻	$\frac{1}{A_1 X_{1,2}}$	取决于表面的空间结构
遮热板		插入两个辐射换热表面间用以削弱辐射换热的薄板
封闭腔		计算表面辐射换热时的研究对象,包含所研究表面在内
透热介质		不参与热辐射的介质
立体角	$\Omega = \frac{A_c}{r^2}$	
黑体辐射常数	σ	$5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$

术语名称	定义或符号	释义(物理意义)
代数分析法		利用角系数的相对性,完整性及可加性,通过求解代数方程而获得角系数的方法
网络法		把辐射热阻比拟成等效的电阻从而通过等效的网络图求解辐射换热的方法
重辐射面		辐射换热系统中表面温度未定而净辐射换热量为零的表面
复合换热		对流换热与辐射换热同时存在的换热过程
辐射换热表面传热系数	h_r	$= \frac{\Phi_r}{A(t_w - t_f)}$
复合换热表面传热系数	h_t	$= h_c + h_r$
贝尔定律	$L_{\lambda,s} = L_{\lambda,0}e^{-k_\lambda s}$	表明光谱辐射强度在吸收性气体中传播时按指数规律衰减
平均射线程长	$s = 3.6V/A$	研究气体辐射的重要参数,它取决于气体容积的形状和尺寸
光带		气体辐射中有辐射能力的波长区域

8.3 重点与难点

8.3.1 角系数

1. 角系数的定义及性质

角系数是进行辐射换热计算时空间热阻的重要组成部分,读者在学习时应注意角系数是纯几何因子的前提是漫射体及表面辐射热流均匀的假定。此外,角系数的几何属性(相对性,完整性及可加性)是角系数代数分析法的前提。

2. 角系数的计算方法

角系数的计算方法有很多种,包括直接积分法、几何分析法、代数分析法等。读者应着重掌握的是代数分析法,即利用角系数的相对性、完整性和可加性并通过求解代数方程面获得角系数的方法。

8.3.2 2个及3个漫灰表面间辐射换热的计算

1. 求解思路与方法

分析求解两个及多个(主要是3个)表面间的辐射换热时,一般有如下步骤:

(1) 组成封闭腔系统,并确定表面的数目。组成封闭腔系统的表面可以是真实的,也可以是虚拟的。确定每个参与辐射表面的性质(是黑体表面、漫灰表面还是绝热表面)。同时,划分

表面的依据是该表面的热边界条件,而不是几何条件。也就是说,只要热边界条件(即表面温度、发射率等)相同,即使某两个表面在几何上不是在同一平面上,甚至在几何关系上并不直接相连,也可以看作是同一表面。如教材例8-8的辐射采暖房间,尽管从几何上是一个六面系统,但由于3个边墙的热边界条件相同,从而可以简化为4个表面辐射系统。需要指出的是,该题显然也可按6个表面系统计算,但此时由于表面数目的增加,辐射网络图和节点方程数目更加复杂,使计算工作量增大。

(2) 画出等效的辐射网络图。辐射网络图有助于帮助读者理解各表面之间的关系,并有助于列出节点的有效辐射方程。画图时读者应注意区别重辐射面和黑体表面。

(3) 计算角系数及辐射热阻。根据各参与辐射表面的几何关系,计算各表面间的角系数,从而确定表面间的空间热阻。同时,根据表面面积和表面辐射特性(发射率 ϵ)计算表面热阻。

(4) 根据类似于电学中的基尔霍夫定律列出节点方程。读者应注意对重辐射面来说,由于其没有源热势,常常可以省去一个节点方程。

(5) 求解有效辐射 J 及辐射换热量。由式(8-15)及(8-16)可以看出

$$\Phi_i = \sum_{j=1}^N \Phi_{i,j} \quad (8-21)$$

此式表明,表面 i 的净辐射散热量等于表面 i 与其余各表面间辐射散热量之和。如果用一辐射热流计来测量表面 i 的热流,则该热流计上显示的是 Φ_i ,而不是 $\Phi_{i,j}$ 。

2. 有效辐射 J

有效辐射是辐射换热计算中的重要概念,它等于表面的自身辐射和反射辐射之和。读者应注意:表面的有效辐射 J 并不总是小于该表面温度对应的黑体辐射力 E_b ,它取决于该表面与外界辐射热流正负(见式(8-10))。

3. 重辐射面和黑体的区别

读者应充分理解重辐射面和黑体的不同,虽然表面上看二者均有 $J = E_b$ 。对重辐射面来说, $J = E_b$ 是一个浮动的热势,它与其他表面的有效辐射及空间热阻有关。而对黑体表面来说, $J = E_b$ 是源热势,不依赖于其他表面的有效辐射及空间热阻。二者在网络图上亦有区别。

4. 辐射换热计算的要求

我们所讨论的辐射换热计算是基于如下前提的:

- (1) 封闭腔模型;
- (2) 稳态换热;
- (3) 所有表面不透明,但表面却被透热介质所隔开;
- (4) 表面具有漫、灰性质;
- (5) 每一表面的有效辐射 J 是均匀的。考虑到

$$J = E + \rho G = E + (1 - \alpha)G = \epsilon E_b + (1 - \epsilon)G \quad (8-22)$$

从而要求 E_b (即温度均匀), ϵ (表面发射性质), G (投入辐射)应均匀。

(6) 不计对流换热。若要考虑对流换热时,第9章将告诉我们,采用分别处理的方法,即认为辐射和对流不耦合。

读者应注意,上述各条假定任何一条不成立时,本书所讨论的辐射换热计算方法将不再适用。

8.3.3 辐射换热的强化与削弱

1. 遮热板原理及其应用

(1) 原理。

两块靠得很近的平行平板间加入一块遮热板前、后的辐射网络图如图 8-5 所示,各表面的温度和发射率都已表示于图中。则加入遮热板前表面 1,2 之间的辐射热流为

$$q_{1,2} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (8-23)$$

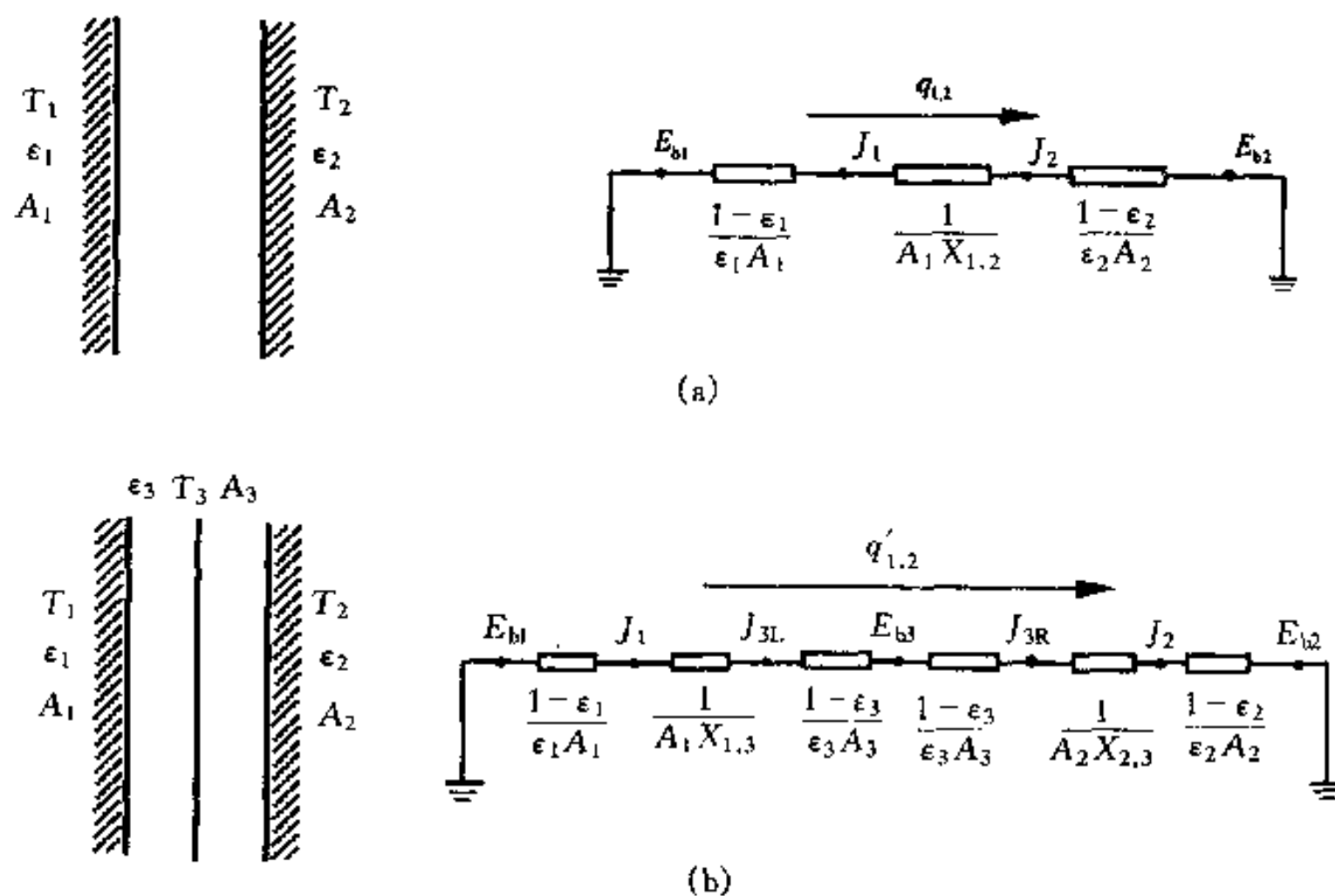


图 8-5 遮热板原理示意图
(a) 加遮热板前; (b) 加遮热板后

加遮热板之后,表面 1,2 之间的辐射热流为

$$q'_{1,2} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\left(\frac{1}{\epsilon_1} - 1\right) + 1 + \left(\frac{1}{\epsilon_3} - 1\right) + \left(\frac{1}{\epsilon_3} - 1\right) + 1 + \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right)}$$

$$= \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{2}{\epsilon_3} + \frac{1}{\epsilon_2} - 2} \quad (8-24)$$

当 $\epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon_3$ 时,显然有

$$q'_{1,2} = \frac{1}{2} q_{1,2} \quad (8-25)$$

同理,若在表面 1,2 之间加入 n 块发射率与表面 1,2 相同(均为 ϵ)的遮热板时

$$q'_{1,2} = \frac{1}{n+1} q_{1,2} \quad (8-26)$$

为使削弱辐射换热的效果更显著,可采用发射率更低的材料做遮热板。由图 8-5(b)可以看出,加入一块遮热板相当于增加了两个表面热阻和一个空间热阻,因而辐射换热大大降低。

(2) 应用。

遮热罩广泛应用于减少辐射热流的场合。读者应对教材例 8-9 和例 8-10 两道例题仔细理解。图 8-6 列出了热电偶测温过程中加遮热罩前后的热量传递过程。

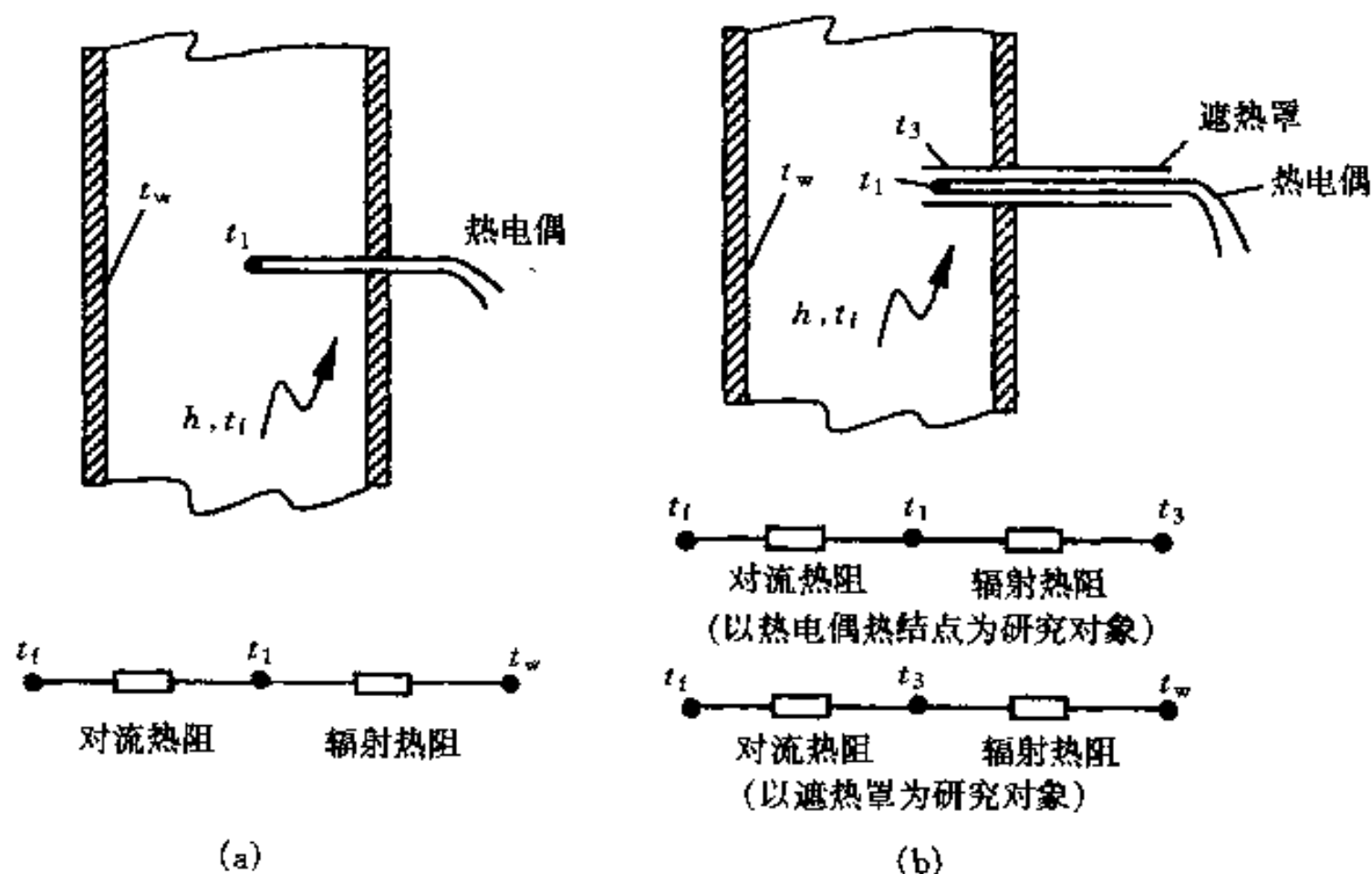


图 8-6 遮热罩在热电偶测温中的应用

(a) 不加遮热罩; (b) 加遮热罩

不加遮热罩时(图 8-6(a)),对热电偶热结点列热平衡

$$hA_1(t_f - t_1) = \epsilon_1 A_1 \sigma (T_1^4 - T_w^4) \quad (8-27a)$$

热电偶测温的绝对误差为

$$(t_f - t_1) = \frac{1}{hA_1} \epsilon_1 A_1 \sigma (T_1^4 - T_w^4) = \frac{1}{hA_1} \Phi_r \quad (8-27b)$$

式中 $\frac{1}{hA_1}$ 为气流与热电偶结点之间的对流热阻, Φ_r 为热电偶结点与容器壁面间的辐射换热量。

由于气流与热电偶结点之间有对流热阻 ($\frac{1}{hA_1}$) 存在, 要使测温误差减小, 必须减小热阻 $\frac{1}{hA_1}$, 即增大表面传热系数, 而采用抽气热电偶可以达到这一目的。另一方面, 由于热电偶结点与容器壁面间有辐射换热, 要使辐射散热量减小从而减小测温误差, 可采用遮热罩。因此, 采用遮热罩抽气式热电偶时, 可从上述两方面达到减小测温误差的目的。故测量锅炉炉膛烟气温时常采用遮热罩抽气热电偶。

加遮热罩时(图 8-6(b)), 对热电偶热结点和遮热罩分别可列出如下热平衡式:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{热电偶热结点} \quad hA_1(t_f - t_1) = \epsilon_1 A_1 \sigma (T_1^4 - T_3^4) \end{array} \right. \quad (8-28a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{遮热罩} \quad 2hA_3(t_f - t_3) = \epsilon_3 A_3 \sigma (T_3^4 - T_w^4) \end{array} \right. \quad (8-28b)$$

注意式(8-28a)中, 略去了热电偶热结点与容器壁面间的辐射换热, 而式(8-28b)中则略去了遮热罩与热电偶间的辐射换热, 因为遮热罩面积 A_3 远大于热电偶热结点的面积 A_1 , 至于式

(8-28b)中的左边系数“2”是考虑到遮热罩内外壁面均与流体发生对流换热的缘故。

对比式(8-27b)和(8-28a),由于遮热罩的存在,热电偶热结点的辐射散热量大大减小,由于抽气使表面传热系数 h 增加,从而测温误差 $\Delta t = t_f - t_1$ 减小。

2. 复合换热

读者在学习复合换热时应注意以下几点:

(1) 在需要辐射换热表面传热系数 h_r 的场合,应先从有关辐射换热公式中计算出辐射换热量 Φ_r ,然后按公式(8-18)得出 h_r ;

(2) 工程实际中辐射和对流常常同时存在,尤其是在以空气等气体作为对流介质的场合。在常温状态下,辐射散热量常与自然对流散热量处于同一数量级;

(3) 在热阻分析及对传热系数 k 进行计算时,如果某一侧同时存在辐射与对流,其表面传热系数 h 实应为复合换热表面传热系数 h_c 。

(4) 在导热问题的第三类边界条件及用集总参数法研究导热问题时,如果导热边界条件是复合换热情形,则表面传热系数同样要用复合换热表面传热系数。

8.3.4 气体辐射特点及其应用

气体辐射具有对波长的选择性,容积性及不同气体辐射本领不同等特点。读者应能结合 $\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}$ 气等气体的特点,解释温室效应等生活及工程实际中的传热现象。

8.4 典型题精解

8.4.1 基本概念

本节基本概念包括:名词解释;角系数的定义及性质;漫灰表面辐射换热特点;遮热板原理及其应用;气体辐射及太空辐射特点等。

例 8-1 试解释下列名词

(1) 有效辐射; (2) 表面辐射热阻; (3) 重辐射面; (4) 遮热板。

解 (1) 有效辐射——包括辐射表面的自身辐射 E 和该表面对投入辐射 G 的反射辐射 ρG , 记为 J , 即 $J = E + \rho G$ 。

(2) 表面辐射热阻——当物体表面不是黑体表面时,该表面不能全部吸收外来投射辐射能量,这相当于表面存在热阻。该热阻称为表面辐射热阻。以 $\frac{1-\epsilon}{\epsilon A}$ 表示,它取决于表面的辐射特性。

(3) 重辐射面——辐射换热系统中,表面的净辐射换热量为零的表面被称为重辐射面。或称绝热表面。

(4) 遮热板——插入两个辐射换热表面之间用以削弱辐射换热的薄板。

例 8-2 如图 8-7 中所示的两组平行表面的大小、形状和相对位置均相同,在垂直纸面方向均为无限长。图 8-7(a)中表面 1 和 2 的温度自左向右呈线性递增,图 8-7(b)中表面 1 的温度自左向右呈线性递减,而表面 2 与图 a 中的表面 2 相同。显然,两种情况下自表面 1 发出,落到表面 2 的辐射能量份额不同,即二者角系数不同。而这与“角系数是纯几何因子”相矛盾,如何解释?

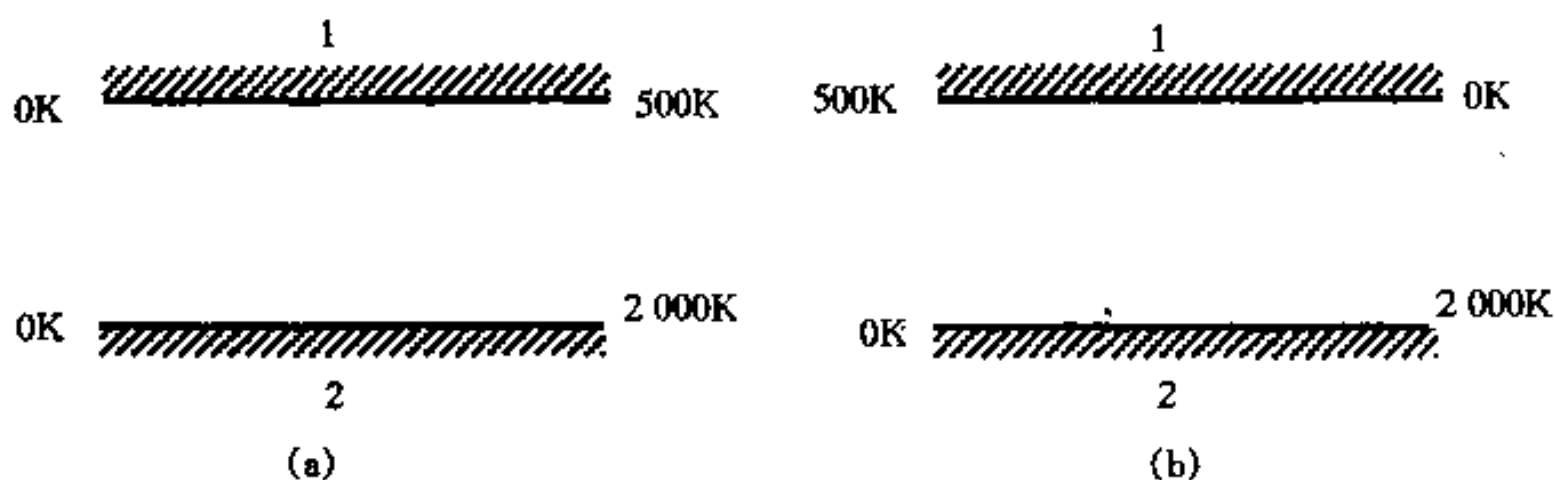


图 8-7 例 8-2 示意图

解 “角系数是纯几何因子”建立在如下前提基础上,即漫射表面和表面辐射热流均匀。本题两种情况下,辐射热流不均匀,因而角系数不是纯几何因子。

例 8-3 两块平行放置的平板表面发射率均为 0.6,其板间距远小于板的宽度和高度,且两表面温度分别为 $t_1 = 427^\circ\text{C}$, $t_2 = 27^\circ\text{C}$ 。试确定:

- (1) 板 1 的自身辐射;(2) 对板 1 的投入辐射;
- (3) 板 1 的反射辐射;(4) 板 1 的有效辐射;
- (5) 板 2 的有效辐射;(6) 板 1、2 间的辐射换热量。

解 (1) $E_1 = \epsilon E_{b1} = 0.6 \times 5.67 \times 10^{-8} \times (427 + 273)^4 = 8\ 168\ \text{W/m}^2$

(2) 对板 1 的投入辐射,即板 2 的有效辐射 J_2 。为此,先求两板间的辐射换热量:

$$q_{1,2} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} = \frac{5.67 \times 10^{-8} \times (700^4 - 300^4)}{\frac{1}{0.6} + \frac{1}{0.6} - 1} = 5\ 638\ \text{W/m}^2$$

而由

$$q_{1,2} = \frac{J_2 - E_{b2}}{\frac{1}{\epsilon_2}}$$

得

$$\begin{aligned} J_2 &= E_{b2} + \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right)q_{1,2} = 5.67 \times 10^{-8} \times 300^4 + \left(\frac{1}{0.6} - 1\right) \times 5\ 638 \\ &= 4\ 218\ \text{W/m}^2 \end{aligned}$$

(3) 板 1 的反射辐射

$$q_{\rho 1} = J_1 - E_1$$

而

$$\begin{aligned} J_1 &= E_{b1} - \left(\frac{1}{\epsilon_1} - 1\right)q_{1,2} = 5.67 \times 10^{-8} \times 700^4 - \left(\frac{1}{0.6} - 1\right) \times 5\ 638 \\ &= 9\ 855\ \text{W/m}^2 \end{aligned}$$

故

$$q_{\rho 1} = 9\ 855 - 8\ 168 = 1\ 687\ \text{W/m}^2$$

(4) $J_1 = 9\ 855\ \text{W/m}^2$

(5) $J_2 = 4\ 218\ \text{W/m}^2$

(6) $q_{1,2} = 5\ 638\ \text{W/m}^2$

例 8-4 要增强物体间的辐射换热,有人提出用发射率 ϵ 大的材料。而根据基尔霍夫定律,对漫灰表面, $\epsilon = \alpha$,即发射率大的物体同时其吸收比也大。有人因此得出结论:用增大发

射率 ϵ 的方法无法增强辐射换热。请判断这种说法的正确性,并说明理由。

解 在其他条件不变时,由物体的表面热阻 $\frac{1-\epsilon}{\epsilon A}$ 可知,当 ϵ 越大时,物体的表面辐射热阻越小,因而可以增强辐射换热。因此,上述说法不正确。

例 8-5 黑体表面与重辐射面相比,均有 $J = E_b$ 。这是否意味着黑体表面与重辐射面具有相同的性质?

解 虽然黑体表面与重辐射面均具有 $J = E_b$ 的特点,但二者具有不同的性质。黑体表面的温度不依赖于其他参与辐射的表面,相当于源热势。而重辐射面的温度则是浮动的,取决于参与辐射的其他表面。

例 8-6 如图 8-8(a)所示,两漫灰同心圆球壳之间插入一同心辐射遮热球壳,试问遮热球壳靠近外球壳还是靠近内球壳时,球壳 1 和球壳 2 表面之间的辐射散热量越大?

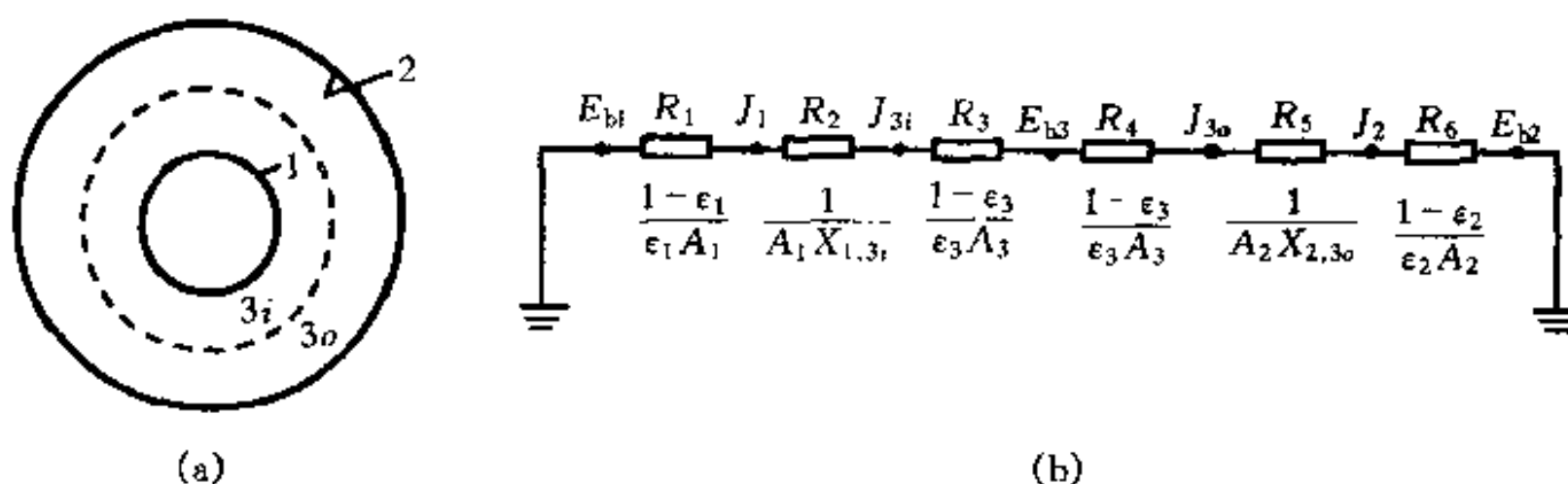


图 8-8 例 8-6 图示

(a) 示意图; (b) 插入遮热球壳后的辐射网络图

解 插入辐射遮热球壳后,该辐射换热系统的辐射网络图如图 8-8(b)所示。显然,图中热阻 R_1, R_2, R_5, R_6 在遮热球壳直径发生变化时保持不变,但 $R_3 = R_4 = \frac{1-\epsilon_3}{\epsilon_3 A_3} = (\frac{1}{\epsilon_3} - 1) \frac{1}{A_3}$ 随遮热球壳半径的增加而减小。因此,遮热球壳靠近外球壳即半径越大时辐射散热量越大。

例 8-7 试证明:在两个平行平板之间加上 n 块遮热板后,辐射换热量将减小到无遮热板时的 $\frac{1}{n+1}$ 。设各板均为漫灰表面,且发射率相同。

解 无遮热板时

$$\Phi_{1,2} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1-\epsilon}{\epsilon A} + \frac{1}{A} + \frac{1-\epsilon}{\epsilon A}} = \frac{A(E_{b1} - E_{b2})}{\frac{2}{\epsilon} - 1}$$

有 n 块遮热板时(见图 8-9)

$$\begin{aligned} \Phi'_{1,2} &= \frac{(E_{b1} - E_{b2})}{\left[\frac{1-\epsilon}{\epsilon A} + n \left(\frac{1}{A} + \frac{1-\epsilon}{\epsilon A} \times 2 \right) + \frac{1}{A} + \frac{1-\epsilon}{\epsilon A} \right]} \\ &= A \frac{(E_{b1} - E_{b2})}{\left[(n+1) \left(1 + \frac{1-\epsilon}{\epsilon} \times 2 \right) \right]} \end{aligned}$$

$$= A \frac{(E_{b1} - E_{b2})}{\left[(n+1) \left(\frac{2}{\epsilon} - 1 \right) \right]}$$

所以

$$\Phi'_{1,2} = \frac{1}{n+1} \Phi_{1,2}$$

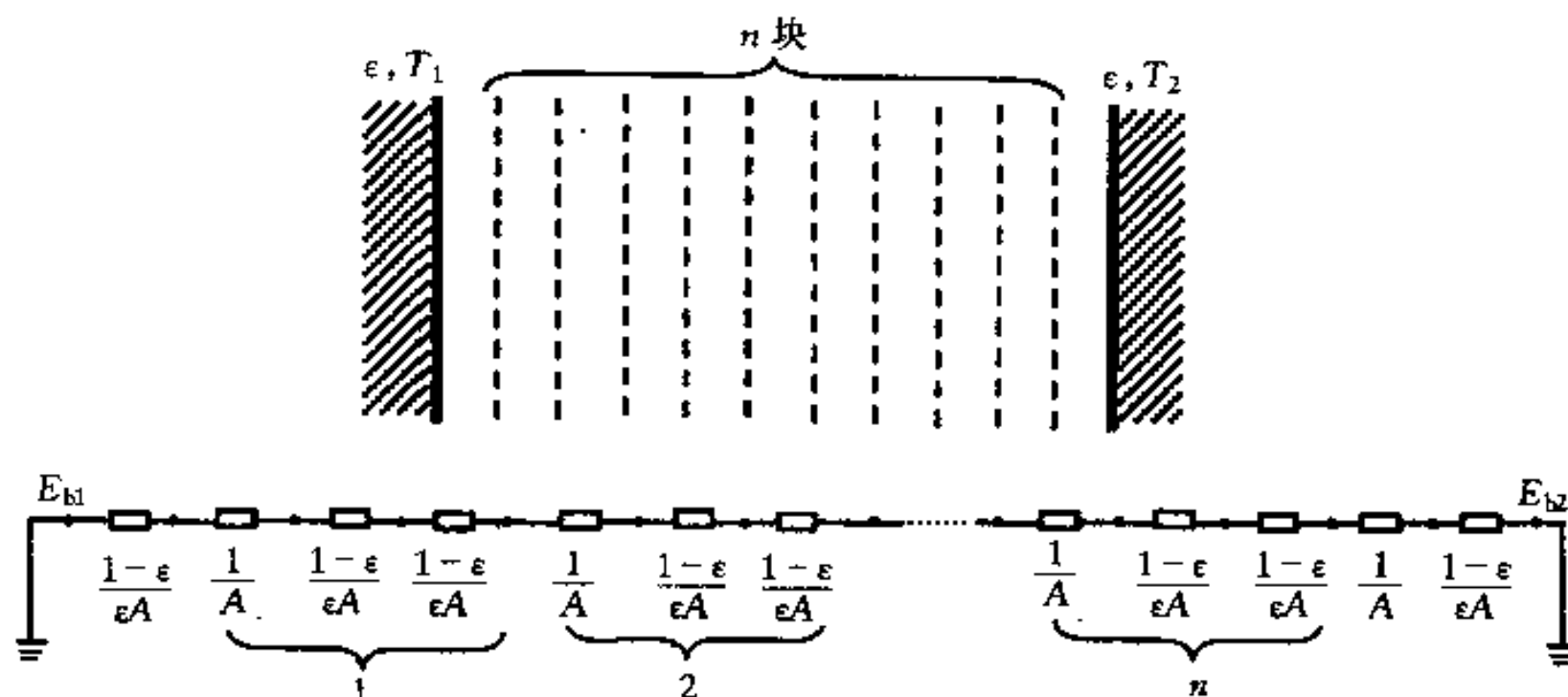


图 8-9 例 8-7 示意图

例 8-8 在太阳系中地球和火星距太阳的距离相差不大,但为什么火星表面温度昼夜变化却比地球要大得多?

解 由于火星附近没有大气层,因而在白天,太阳辐射时火星表面温度很高,而在夜间,没有大气层的火星与温度接近于绝对零度的太空进行辐射换热,因而表面温度很低。而地球附近由于大气层(主要成分是 CO_2 和水蒸气)的辐射作用,夜间天空温度比太空高,白天大气层又会吸收一部分来自太阳的辐射能量,因而昼夜温差较小。

例 8-9 在冬季的晴天,白天和晚上空气温度相同,但白天感觉暖和,晚上却感觉冷。试解释这种现象。

解 白天和晚上人体向空气传递的热量相同,且均要向温度很低的太空辐射热量。但白天和晚上的差别在于:白天可以吸收来自太阳的辐射能量,而晚上却不能。因而晚上感觉会更冷一些。

8.4.2 定量计算

本节定量计算包括:角系数的计算;两漫灰表面封闭辐射系统的换热计算;多漫灰表面(主要是三表面)封闭辐射系统的换热计算;复合换热及综合分析等。

例 8-10 试求下列各图情形中的角系数 $X_{1,2}$ 。

解

(1) 如图 8-11 所示,由对称性知

$$X_{5,1} = X_{5,2} = X_{5,3} = X_{5,4} = 0.25$$

故

$$X_{1,5} = \frac{A_5}{A_1} X_{5,1} = \frac{\pi \times 0.1}{0.25} \times 0.25 = 0.3142$$

画出圆中辅助线 BE 和 DF

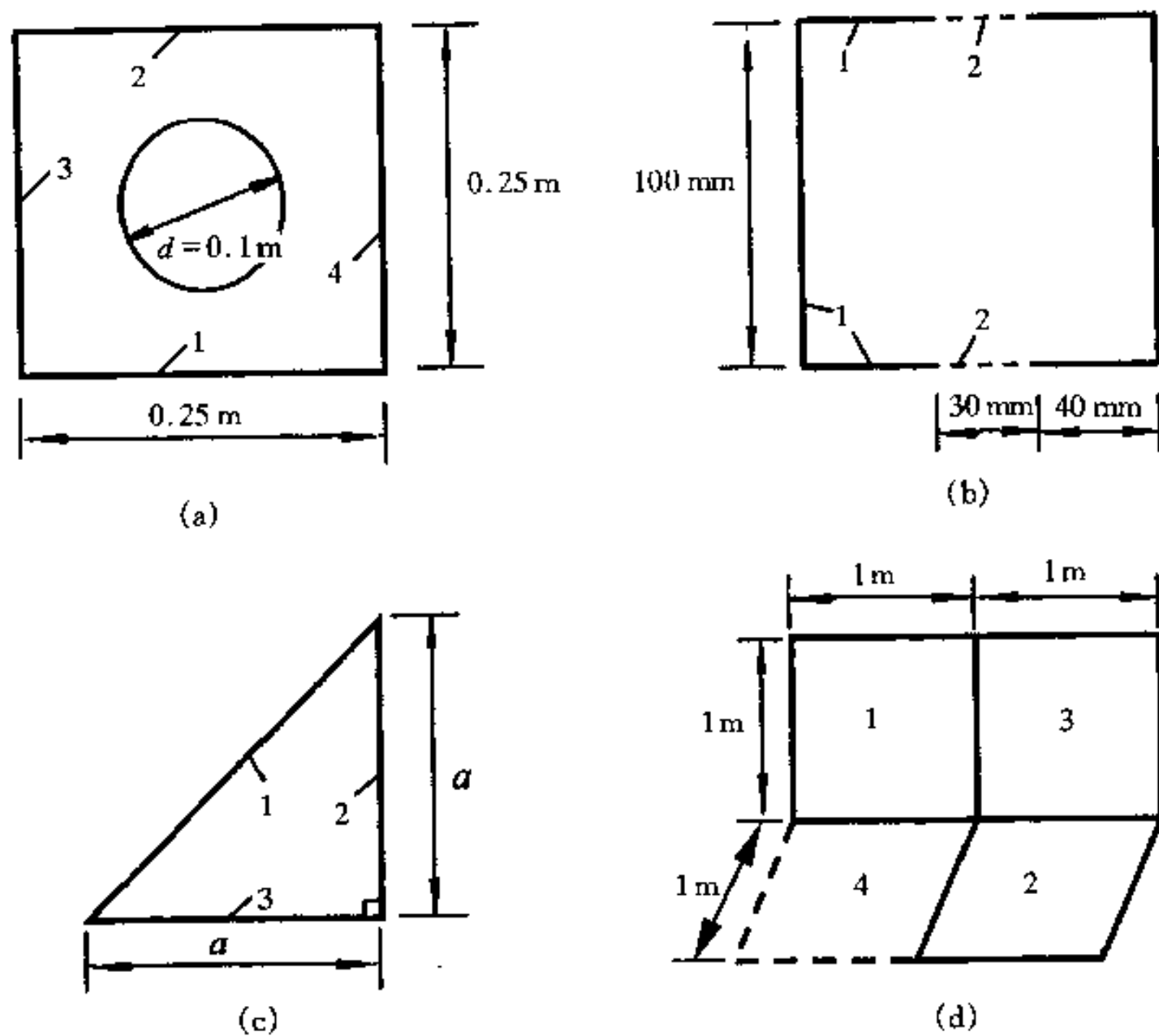


图 8-10 例 8-10 示意图

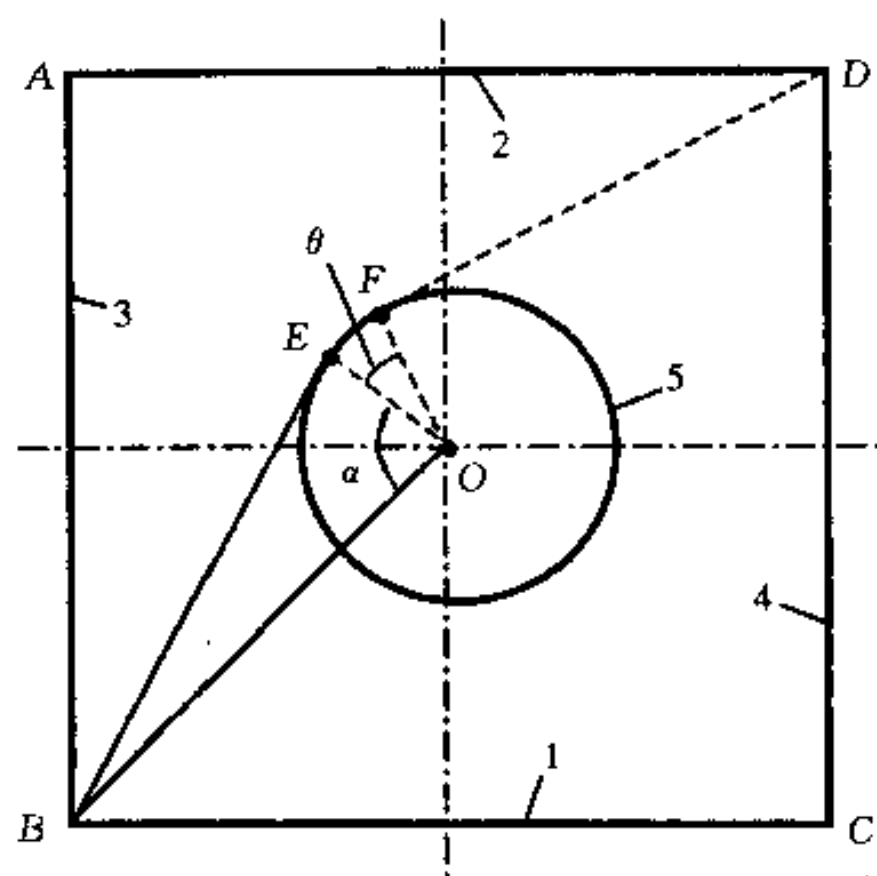


图 8-11 例 8-10(a)附图

$$X_{2,3} = \frac{AD + AB - (DF + BE + \widehat{EF})}{2AD}$$

$$BE = DF = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{2}}{2} \times 0.25\right)^2 - 0.05^2} = 0.1695 \text{ m}$$

$$\cos\alpha = \frac{OE}{BO} = \frac{0.05}{0.125 \times \sqrt{2}} = 0.2828, \alpha = 73.57^\circ$$

$$\theta = 180 - 2\alpha = 32.86^\circ = 0.5735 \text{ rad(弧度)}$$

故

$$\widehat{EF} = 0.05 \times 0.5735 = 0.0287 \text{ m}$$

因此

$$X_{2,3} = \frac{0.25 \times 2 - (0.1695 \times 2 + 0.0287)}{2 \times 0.25} = 0.2646$$

即

$$X_{1,3} = 0.2646 = X_{1,4}$$

由完整性

$$\begin{aligned} X_{1,2} &= 1 - X_{1,3} - X_{1,4} - X_{1,5} \\ &= 1 - 0.2646 - 0.2646 - 0.3142 \\ &= 0.1566 \end{aligned}$$

(2) 要求 $X_{1,2}$, 先求图 8-12 中 $X_{ABCD,ED}$, 然后两倍即可。

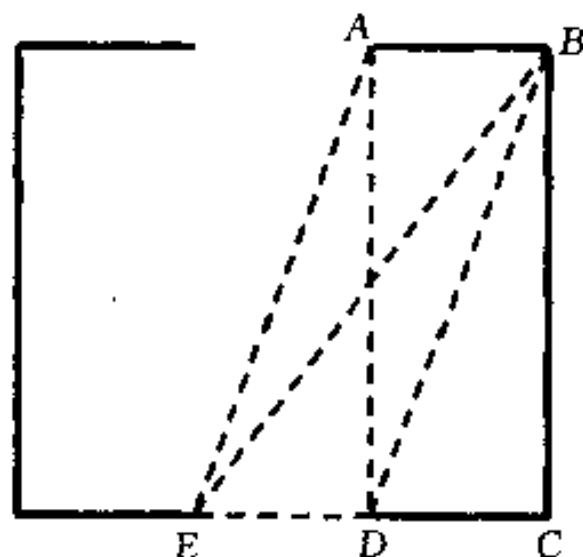


图 8-12 例 8-10(b)附图

根据题给条件, $AB = CD = 40 \text{ mm}$, $BC = 100 \text{ mm}$, $DE = 30 \text{ mm}$

且 $AE = \sqrt{100^2 + 30^2} = 104.4 \text{ mm}$, $BE = \sqrt{100^2 + 70^2} = 122.07 \text{ mm}$,

$$BD = \sqrt{100^2 + 40^2} = 107.7 \text{ mm}$$

$$X_{AB,DE} = \frac{AD + BE - (AE + BD)}{2AB} = \frac{100 + 122.07 - (104.4 + 107.7)}{2 \times 40} = 0.1246$$

$$X_{BC,CDE} = \frac{BC + CE - BE}{2BC} = \frac{100 + 30 + 40 - 122.07}{2 \times 100} = 0.2397$$

$$X_{BC,CD} = \frac{BC + CD - BD}{2BC} = \frac{100 + 40 - 107.7}{2 \times 100} = 0.1615$$

故

$$X_{BC,ED} = X_{BC,CDE} - X_{BC,CD} = 0.2397 - 0.1615 = 0.0782$$

由

$$X_{ABCD,DE} A_{ABCD} = A_{AB} X_{AB,DE} + A_{BC} X_{BC,DE} + A_{CD} X_{CD,DE}, \text{ 且 } X_{CD,DE} = 0$$

得

$$X_{ABCD,DE} = \frac{A_{AB} X_{AB,DE} + A_{BC} X_{BC,DE}}{A_{ABCD}} = \frac{40 \times 0.1246 + 100 \times 0.0782}{40 + 100 + 40} = 0.0711$$

因此

$$X_{1,2} = 2X_{ABCD,DE} = 2 \times 0.0711 = 0.1422$$

$$(3) X_{1,2} = \frac{A_1 + A_2 - A_3}{2A_1}$$

$$= \frac{\sqrt{2}a + a - a}{2 \times \sqrt{2}a} = \frac{1}{2}$$

$$(4) \text{ 由 } X_{1,2} = X_{1,(4+2)} - X_{1,4}$$

而

$$X_{1,(4+2)} = \frac{A_{(4+2)}}{A_1} \times X_{(4+2),1}$$

由对称性

$$X_{(4+2),1} = X_{(4+2),3} = \frac{1}{2} X_{(4+2),(1+3)}$$

故

$$X_{1,2} = \frac{A_{(4+2)}}{A_1} \frac{1}{2} X_{(4+2),(1+3)} - X_{1,4}$$

查教材图 8-8 得

$$X_{1,4} = 0.2, X_{(4+2),(1+3)} = 0.24$$

所以

$$X_{1,2} = \frac{1 \times 2}{1 \times 1} \times \frac{1}{2} \times 0.24 - 0.2 = 0.04$$

例 8-11 如图 8-13 所示,直径为 d 的圆柱表面及平面 AB 在垂直纸面方向均为无限长。试求平面与圆柱外表面间的角系数 $X_{AB, \odot O}$ 。

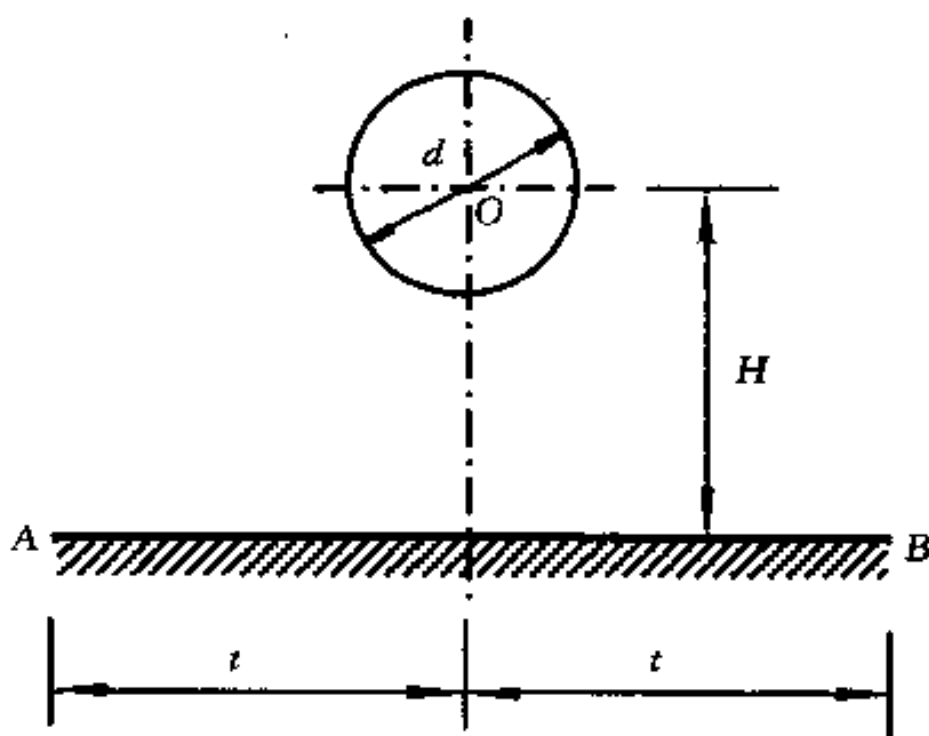


图 8-13 例 8-11 示意图

解

由图 8-14 所示,按交叉线法

$$X_{AB, \odot O} = \frac{2(\widehat{AD} + \widehat{CD}) - 2BC}{2AB}$$

而

$$AD = BC$$

所以

$$X_{AB, \odot O} = \frac{2\widehat{CD}}{2AB} = \frac{\widehat{CD}}{2t}$$

由图中几何关系

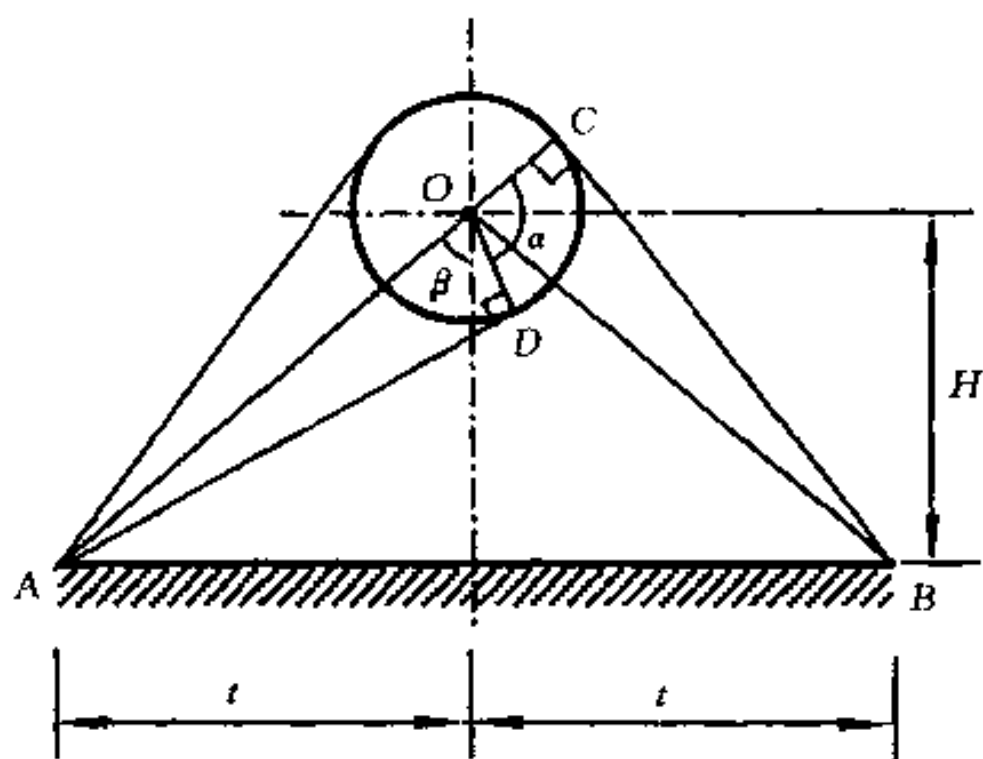


图 8-14 例 8-11 附图

$$\alpha = 2\beta = 2\arctan\left(\frac{t}{H}\right)$$

而

$$\widehat{CD} = \frac{d}{2}\alpha = \frac{d}{2}2\arctan\left(\frac{t}{H}\right)$$

故

$$X_{AB, \odot O} = d\arctan\left(\frac{t}{H}\right) / 2t$$

例 8-12 一内部尺寸为 $1\text{m} \times 1\text{m} \times 1\text{m}$ 电加热箱, 各辐射表面均为漫灰体, 内表面温度均为 1500K , 发射率均为 0.8 。在一侧表面上开一个面积为 $5\text{cm} \times 5\text{cm}$ 的窥视孔, 如图 8-15 所示。试计算: (1) 通过窥视孔的辐射能量。假定该窥视孔无覆盖玻璃, 且忽略外界对该孔辐射的影响; (2) 窥视孔的有效发射率, 由此可以得出什么结论? (孔口的有效发射率的定义为: 孔内表面实际辐射出去的能量与面积等于孔口面积、温度等于内表面温度的黑体辐射能之比。)

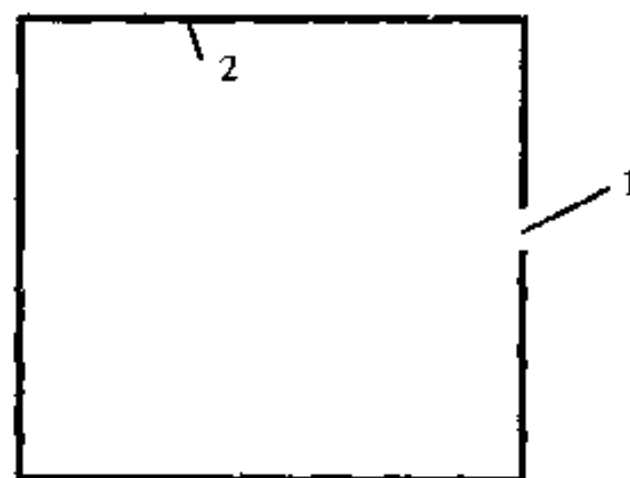


图 8-15 例 8-12 示意图

解 忽略外界通过窥视孔射入的辐射能时

$$\begin{aligned} J_2 &= \epsilon_2 E_{b2} + J_2 X_{2,2}(1 - \epsilon_2) \\ &= \epsilon_2 E_{b2} + J_2(1 - \epsilon_2) X_{2,2}, \end{aligned}$$

而

$$X_{2,2} = 1 - X_{2,1} = 1 - \frac{A_1}{A_2}$$

即

$$J_2 = \frac{\epsilon_2 E_{b2}}{\epsilon_2 + \frac{A_1}{A_2}(1 - \epsilon_2)}$$

同时, 由于

$$J_1 = J_2 A_2 X_{2,1} / A_1 = J_2 \frac{A_2}{A_1} \frac{A_1}{A_2} = J_2$$

得 $\epsilon_2 = 0.8, A_1 = 5 \times 5 = 25 \text{ cm}^2, A_2 = 6 \times 1 = 6 \text{ m}^2$
 $E_{b2} = \sigma T_2^4 = 5.67 \times 10^{-8} \times 1500^4 = 287.044 \text{ kW/m}^2$

代入得 $J_2 = J_1 = 287.014 \text{ kW/m}^2$

通过窥视孔的辐射能

$$J_1 A_1 = 287.014 \times 10^3 \times 25 \times 10^{-4} = 717.54 \text{ W}$$

根据窥视孔的有效发射率定义

$$\epsilon_{\text{eq}} = \frac{J_1}{E_{b1}} = \frac{J_2}{E_{b2}} = \frac{\epsilon_2}{\epsilon_2 + \frac{A_1}{A_2}(1 - \epsilon_2)}$$

得 $\epsilon_2 = 0.8, A_1/A_2 = \frac{25 \times 10^{-4}}{6} = 4.167 \times 10^{-4}$ 代入得

$$\epsilon_{\text{eq}} = 0.999896$$

此值说明:如果空腔小孔面积远小于空腔内表面积,则该小孔可当作人工黑体看待。

例 8-13 一直径为 0.8 m 的薄壁球形液氧贮存容器,被另一个直径为 1.2 m 的同心薄壁容器所包围。两容器表面为不透明漫灰表面,发射率均为 0.05,两容器表面之间是真空的,如果外表面的温度为 300 K,内表面温度为 95 K,试求由于蒸发使液氧损失的质量流量。液氧的蒸发潜热为 $2.13 \times 10^5 \text{ J/kg}$ 。

解 本题属两表面组成封闭系的辐射换热问题,其辐射网络图如图 8-16 所示。

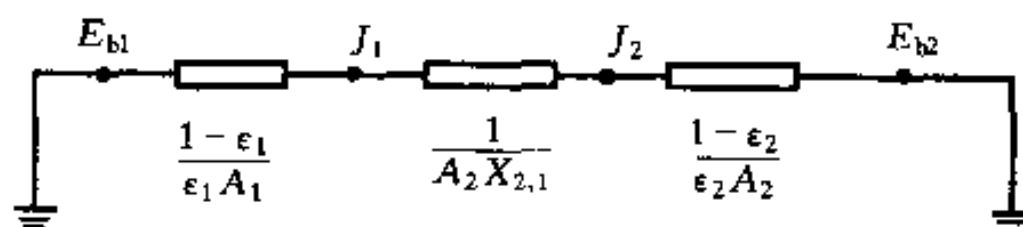


图 8-16 例 8-13 的辐射网络图

其中 $E_{b1} = \sigma T_1^4 = 5.67 \times 10^{-8} \times (300)^4 = 459.27 \text{ W/m}^2$

$$E_{b2} = \sigma T_2^4 = 5.67 \times 10^{-8} \times 95^4 = 4.62 \text{ W/m}^2$$

$$X_{2,1} = 1$$

$$A_1 = \pi d_1^2 = \pi \times 0.8^2 = 2.01 \text{ m}^2$$

$$A_2 = \pi d_2^2 = \pi \times 1.2^2 = 4.524 \text{ m}^2$$

故
$$\Phi_{1,2} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_2 X_{2,1}} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}}$$

$$= \frac{459.27 - 4.62}{\frac{1 - 0.05}{0.05 \times 2.01} + \frac{1}{4.524} + \frac{1 - 0.05}{0.05 \times 4.524}}$$

$$= 32.77 \text{ W}$$

故由于蒸发而导致液氧损失的质量流量

$$q_m = \frac{\Phi_{1,2}}{r} = \frac{32.77}{2.13 \times 10^5} = 1.54 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$= 0.554 \text{ kg/h}$$

例 8-14 两漫灰平行平板间存在着辐射换热,并保持表面温度 $T_1 > T_2$,表面发射率分别为 ϵ_1, ϵ_2 。为减少两板间的辐射热流,用一个两侧面发射率不同的薄遮热板将两板隔开。试问:

(1) 为使两板之间的辐射换热有最大的减少,遮热板应如何放置? 即应将该板发射率小的还是大的一侧朝向温度为 T_1 的平板?

(2) 上述两种放置方法中哪一种使遮热板温度更高?

解 (1) 不管遮热板如何放置,其辐射网络图如图 8-17 所示。

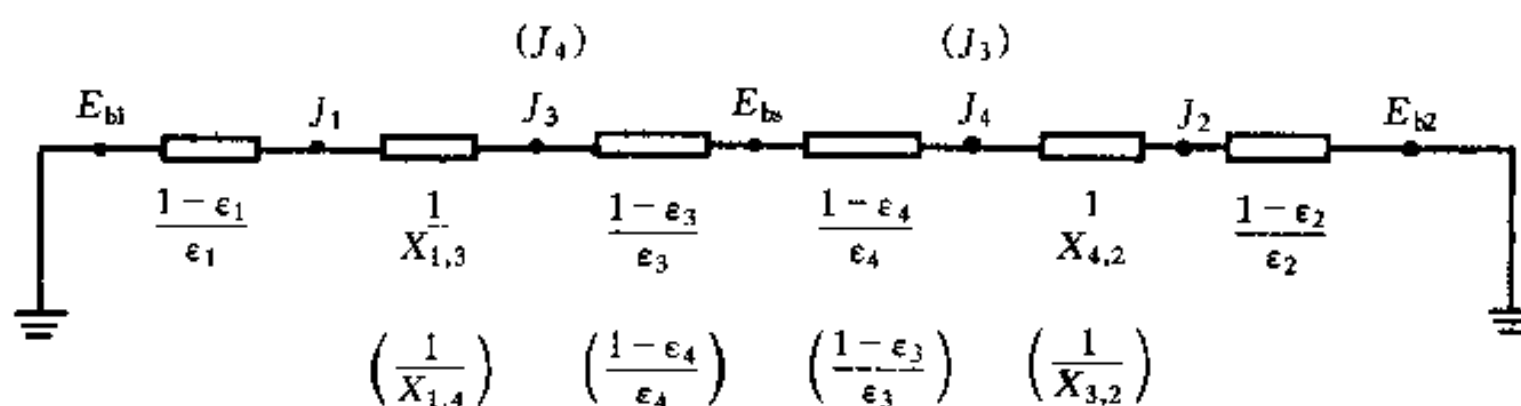


图 8-17 例 8-14 的辐射网络图

考虑到 $X_{1,4} = 1, X_{1,3} = 1, X_{3,2} = 1, X_{4,2} = 1$ 。

该系统的总辐射热阻

$$R = \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1} + 1 + \frac{1 - \epsilon_3}{\epsilon_3} + \frac{1 - \epsilon_4}{\epsilon_4} + 1 + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2}$$

可见,无论遮热板如何放置,该系统总热阻 R 与遮热板放置无关,而辐射热流 $q = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{R}$,因此,热流也与遮热板放置位置无关。

(2) 假定遮热板辐射力为 $E_{bs} = \sigma T_s^4$,其两侧发射率分别为 ϵ_3 和 ϵ_4 ,设 $\epsilon_3 < \epsilon_4$,二者表面热阻 $R_3 = \frac{1 - \epsilon_3}{\epsilon_3} = \frac{1}{\epsilon_3} - 1, R_4 = \frac{1}{\epsilon_4} - 1$,故 $R_3 > R_4$ 。

显然,在总辐射热流不变时,若按上述放置方案,(即发射率小的一面朝向表面 1), E_{bs} 与 E_{b1} 之间的辐射热阻增大,则 E_{bs} 更小,即温度 T_s 更低。

例 8-15 两个直径为 0.4 m,相距 0.1 m 的平行同轴圆盘,放在环境温度保持为 300 K 的大房间内。两圆盘背面不参与换热。其中一个圆盘绝热,另一个保持均匀温度 500 K,发射率为 0.6。且两圆盘均为漫射灰体。试确定绝热圆盘的表面温度及等温圆盘表面的辐射热流密度。

解 这是三个表面组成封闭系的辐射换热问题,表面 1 为漫灰表面,表面 2 为绝热表面,表面 3 相当于黑体。如图 8-18(a)所示。辐射网络图见图 8-18(b)。

计算角系数

$$X_{1,2} = 0.62. \text{ (查教材图 8-9)}$$

$$X_{1,3} = X_{2,3} = 1 - 0.62 = 0.38$$

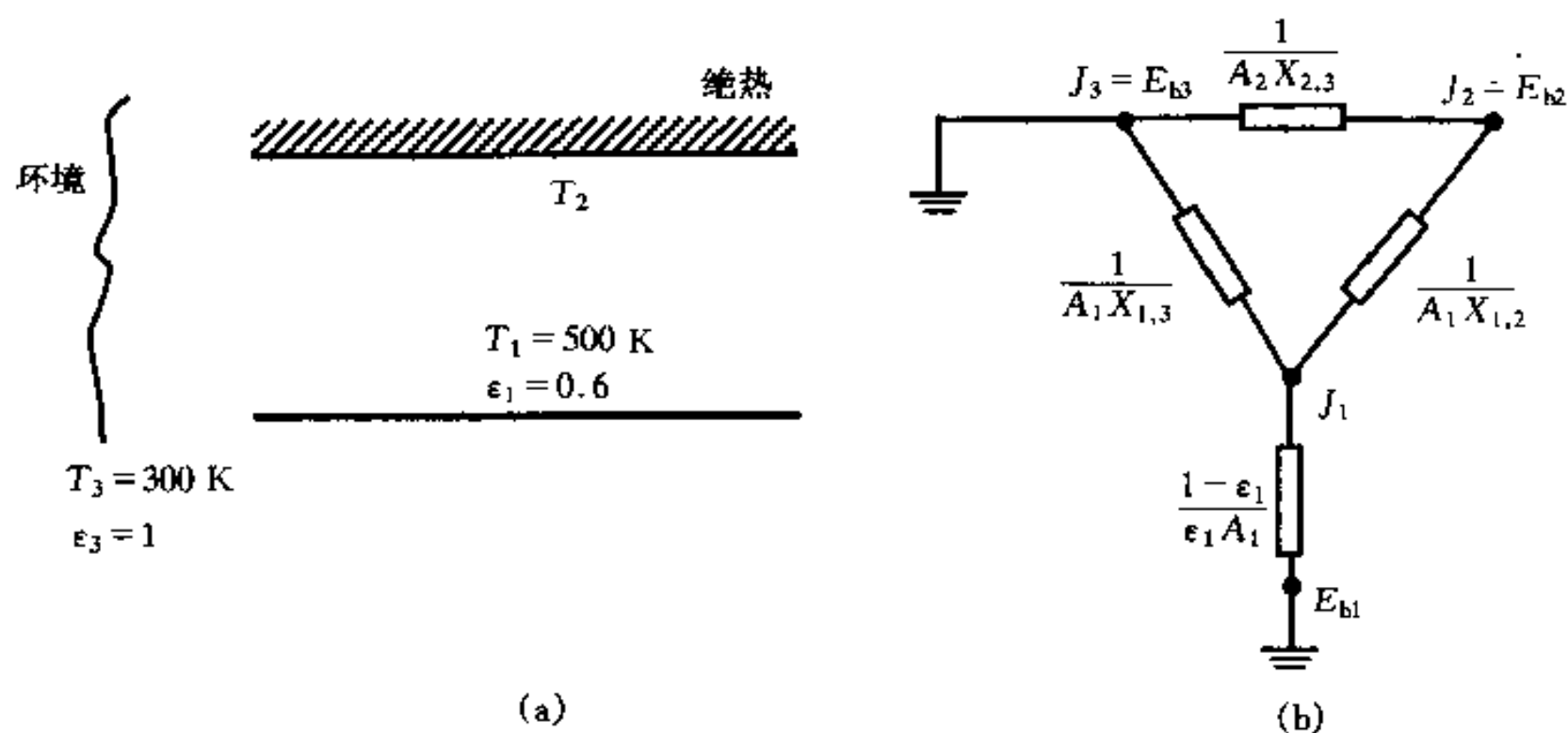


图 8-18 例 8-15 示意图
(a) 三个表面组成的封闭系统; (b) 辐射网络图

$$A_1 = A_2 = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} \times 0.4^2 = 0.1257 \text{ m}^2$$

$$A_3 = \pi dl = \pi \times 0.4 \times 0.1 = 0.1257 \text{ m}^2$$

对 J_1, J_2 列节点方程

$$J_1 \text{ 节点} \quad \frac{E_{b1} - J_1}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1}} + \frac{J_3 - J_1}{\frac{1}{A_1 X_{1,3}}} + \frac{J_2 - J_1}{\frac{1}{A_1 X_{1,2}}} = 0 \quad (1)$$

$$J_2 \text{ 节点} \quad \frac{J_3 - J_2}{\frac{1}{A_2 X_{2,3}}} + \frac{J_1 - J_2}{\frac{1}{A_1 X_{1,2}}} = 0 \quad (2)$$

其中

$$J_3 = E_{b3} = \sigma T_3^4 = 5.67 \times 10^{-8} \times 300^4 = 459.27 \text{ W/m}^2$$

$$E_{b1} = \sigma T_1^4 = 5.67 \times 10^{-8} \times 500^4 = 3543.75 \text{ W/m}^2$$

$$\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} = \frac{1 - 0.6}{0.6 \times 0.1257} = 5.3$$

$$\frac{1}{A_1 X_{1,3}} = \frac{1}{A_2 X_{2,3}} = \frac{1}{0.1257 \times 0.38} = 20.9354$$

$$\frac{1}{A_1 X_{1,2}} = \frac{1}{0.1257 \times 0.62} = 12.8314$$

因而(1),(2)式成为

$$\begin{cases} \frac{3543.75 - J_1}{5.3} + \frac{459.27 - J_1}{20.9354} + \frac{J_2 - J_1}{12.8314} = 0 \\ \frac{459.27 - J_2}{20.9354} + \frac{J_1 - J_2}{12.8314} = 0 \end{cases}$$

解得:

$$\begin{cases} J_1 = 2\,646.65 \text{ W/m}^2 \\ J_2 = 1\,815.4 \text{ W/m}^2 \end{cases}$$

因此 $T_2 = \sqrt[4]{\frac{E_{b2}}{\sigma}} = \sqrt[4]{\frac{J_2}{\sigma}} = \sqrt[4]{\frac{1\,815.4}{5.67 \times 10^{-8}}} = 423 \text{ K}$

等温圆盘 1 的表面辐射热流

$$q_1 = \frac{E_{b1} - J_1}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1}} = \frac{3\,543.75 - 2\,646.65}{0.6} = 1\,345.65 \text{ W/m}^2$$

例 8-16 某正四面体的内表面均为漫射灰表面,其中 3 个表面的温度和发射率都已确定,如图 8-19 所示。第四个表面是绝热表面。试确定绝热表面 4 的温度。

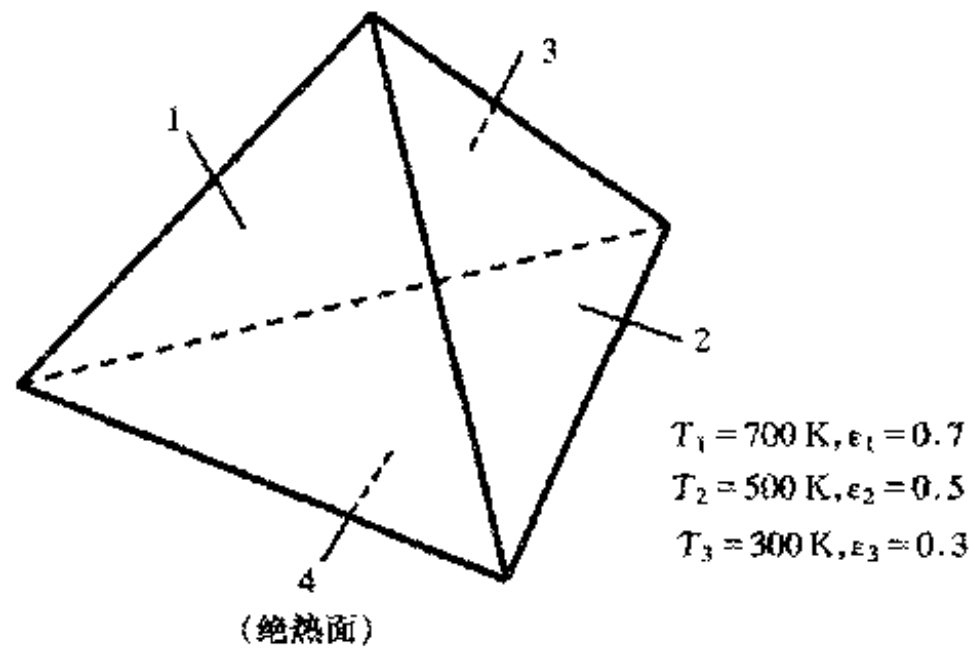


图 8-19 例 8-16 示意图

解 这是 4 个表面组成封闭系辐射换热问题,其辐射网络图如图 8-20 所示。

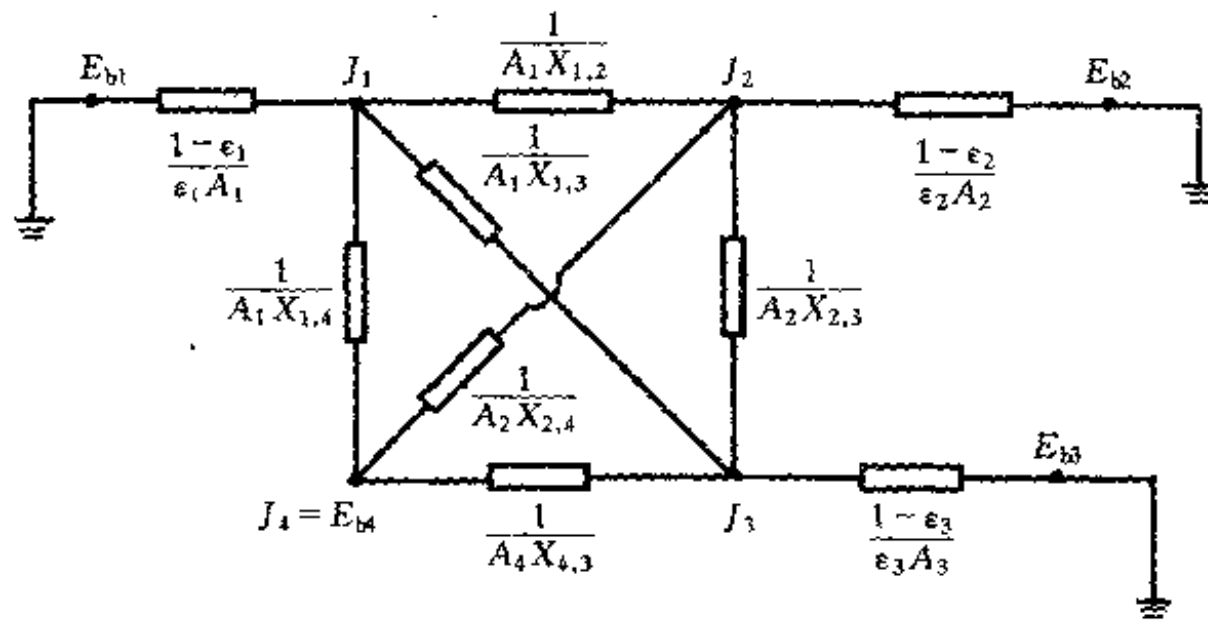


图 8-20 例 8-16 的辐射网络图

其中 $E_{b1} = \sigma T_1^4 = 5.67 \times 10^{-8} \times 700^4 = 13\,614 \text{ W/m}^2$
 $E_{b2} = \sigma T_2^4 = 5.67 \times 10^{-8} \times 500^4 = 3\,544 \text{ W/m}^2$
 $E_{b3} = \sigma T_3^4 = 5.67 \times 10^{-8} \times 300^4 = 459 \text{ W/m}^2$

由四面体对称性,所有两表面之间角系数均为 $X_{i,j} = \frac{1}{3}$ 。对各表面列节点方程。为方便起见,设各表面面积 $A_1 = A_2 = A_3 = A_4 = 1 \text{ m}^2$ 。

$$\text{表面 1} \quad \frac{13\,614 - J_1}{1 - 0.7} = \frac{1}{3}(J_1 - J_2) + \frac{1}{3}(J_1 - J_3) + \frac{1}{3}(J_1 - J_4)$$

$$\text{表面 2} \quad \frac{3\,544 - J_2}{1 - 0.5} = \frac{1}{3}(J_2 - J_1) + \frac{1}{3}(J_2 - J_3) + \frac{1}{3}(J_2 - J_4)$$

$$\text{表面 3} \quad \frac{459 - J_3}{1 - 0.3} = \frac{1}{3}(J_3 - J_1) + \frac{1}{3}(J_3 - J_2) + \frac{1}{3}(J_3 - J_4)$$

$$\text{表面 4(绝热)} \quad 0 = \frac{1}{3}(J_4 - J_1) + \frac{1}{3}(J_4 - J_2) + \frac{1}{3}(J_4 - J_3)$$

即

$$\begin{cases} 10J_1 - J_2 - J_3 - J_4 = 95\,298 \\ 6J_2 - J_1 - J_3 - J_4 = 10\,632 \\ 4.286J_3 - J_1 - J_2 - J_4 = 590 \\ 3J_4 - J_1 - J_2 - J_3 = 0 \end{cases}$$

解得

$$\begin{cases} J_1 = 11\,525 \text{ W/m}^2 \\ J_2 = 6\,016 \text{ W/m}^2 \\ J_3 = 6\,067 \text{ W/m}^2 \\ J_4 = 7\,869 \text{ W/m}^2 \end{cases}$$

故绝热面 A_4 的温度

$$T_4 = \sqrt[4]{\frac{J_4}{\sigma}} = \sqrt[4]{\frac{7\,869}{5.67 \times 10^{-8}}} = 610.4 \text{ K}$$

例 8-17 如图 8-21 所示,地球可看成温度为 15°C 的黑体,其直径为 $12\,900 \text{ km}$ 。直径为 1 m 的人造地球卫星,在距地面 400 km 的高度上绕地球旋转,太空可看成为绝对零度的黑体。卫星表面为抛光的铝,设该表面是发射率为 0.06 的灰体,卫星对地球的角系数取为对地球所张立体角与 4π 的比值。试计算:

(1) 卫星在地球阴影时的平衡温度(即地球位于太阳和卫星直线的中间);

(2) 卫星处在太阳光照射一侧时的平衡温度,此时太阳辐射强度为 $1\,400 \text{ W/m}^2$ 。

解 (1) 先求卫星对地球的角系数,由图 8-21 中几何关系

$$X_{s,e} = \frac{1}{2}(1 - \cos\theta)$$

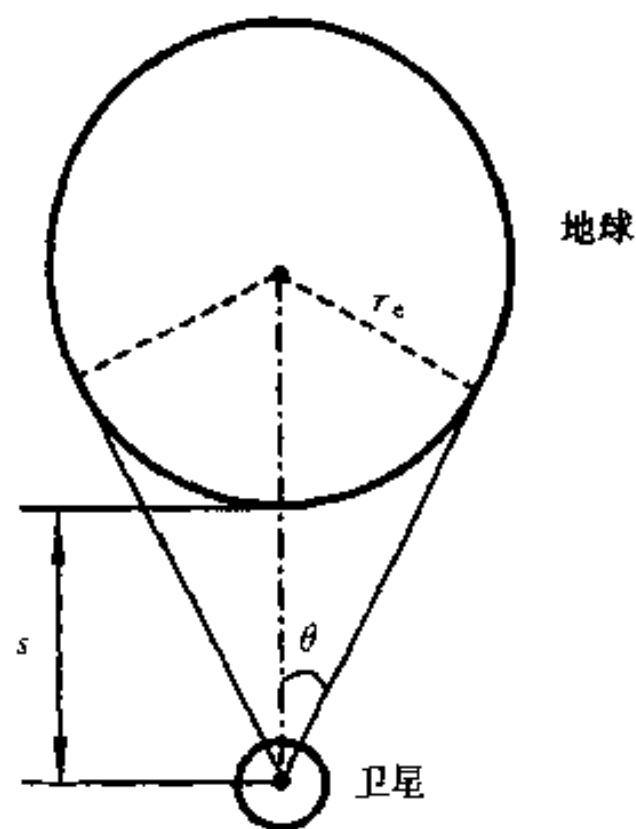


图 8-21 例 8-17 示意图

而
$$\sin\theta = \frac{r_e}{r_e + s} = \frac{6\,450}{6\,450 + 400} \Rightarrow \theta = 70.323^\circ$$

所以
$$X_{s,e} = \frac{1}{2}(1 - \cos 70.323^\circ) = 0.332$$

当卫星处于地球阴影时,由卫星的热平衡

$$\epsilon_s A_s \sigma T_s^4 = \sigma T_e^4 A_e X_{e,s} \alpha_s$$

其中 $A_e = \pi d_e^2$, $A_s = \pi d_s^2$, d_e, d_s 分别为地球和卫星直径。

而由卫星表面的漫灰性质

$$\alpha_s = \epsilon_s$$

且由角系数相对性

$$X_{e,s} = \frac{A_s}{A_e} X_{s,e}$$

代入上式得

$$T_s^4 = T_e^4 X_{s,e}$$

即
$$T_s = \sqrt[4]{T_e^4 X_{s,e}} = \sqrt[4]{288^4 \times 0.332} = 218.6\text{K} = -54.4\text{ }^\circ\text{C}$$

(2) 当卫星处在太阳光照侧时,卫星同时接受来自太阳和地球的照射,此时的热平衡为

$$\epsilon_s A_s \sigma T_s^4 = \sigma T_e^4 A_e X_{e,s} \alpha_s + \alpha_s G_{\text{sun}} \frac{A_s}{4}$$

所以
$$\begin{aligned} T_s &= \sqrt[4]{\frac{\sigma T_e^4 X_{e,s} \alpha_s + \alpha_s G_{\text{sun}}/4}{\epsilon_s \sigma}} \\ &= \sqrt[4]{\frac{5.67 \times 10^{-8} \times 288^4 \times 0.332 \times 0.06 + 0.06 \times 1\,400/4}{0.06 \times 5.67 \times 10^{-8}}} \\ &= 303.3\text{ K} \\ &= 30.3\text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

可进一步考虑,若卫星表面对太阳辐射不同波长具有选择性的情形。如对热射线的发射率仍为 0.06,但对太阳辐射的吸收率为 0.26 时,其在光照区的平衡温度又是多少?

例 8-18 边长为 1.2m 的水平放置的太阳能集热器,吸热表面的发射率为 $\epsilon = 0.25$,对太阳能的吸收比 $\alpha_s = 0.95$ 。当太阳的投入辐射为 $G_s = 850\text{ W/m}^2$ 时,测得吸热表面温度为 95°C 。此时环境温度为 25°C ,天空可视为 23K 的黑体。设吸热表面直接暴露在空气中,其上无夹层。若定义集热器效率为集热器所吸收的净太阳辐射能与太阳投入辐射之比。试确定该集热器的效率。

解 此题为辐射和自然对流组成的复合换热问题。集热器所吸收的投入太阳能为

$$\begin{aligned} \Phi_{\text{吸}} &= \alpha_s A G_s \\ &= 0.95 \times 1.2^2 \times 850 = 1\,162.8\text{ W} \end{aligned}$$

而集热器净吸收的太阳能应扣除自然对流和向太空的辐射换热,即 Φ_c 和 Φ_r 。

而
$$\begin{aligned} \Phi_r &= \epsilon A \sigma (T_w^4 - T_\infty^4) \\ &= 0.25 \times 1.2^2 \times 5.67 \times 10^{-8} \times [(95 + 273)^4 - 23^4] \\ &= 374.3\text{ W} \end{aligned}$$

自然对流散热损失如下计算

$$\text{定性温度 } t_m = \frac{1}{2}(t_w + t_f) = \frac{1}{2} \times (95 + 25) = 60\text{ }^\circ\text{C}$$

空气的物性为 $Pr=0.696$, $\lambda=0.029 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $\nu=18.97\times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
 由教材习题 5-65 所提供的等温水平板自然对流换热公式, 本题特征长度

$$l = \frac{1.2 \times 1.2}{4 \times 1.2} = 0.3 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} Gr Pr &= \frac{g\alpha\Delta t l^3}{\nu^2} Pr \\ &= \frac{9.8 \times (95 - 25) \times 0.3^3}{(273 + 60) \times (18.97 \times 10^{-6})^2} \times 0.696 \\ &= 1.076 \times 10^8 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Nu &= 0.15(Gr Pr)^{\frac{1}{3}} \\ &= 0.15 \times (1.076 \times 10^8)^{\frac{1}{3}} \\ &= 71.34 \end{aligned}$$

$$h = \frac{Nu \lambda}{l} = \frac{71.34 \times 0.029}{0.3} = 6.896 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

故

$$\begin{aligned} \Phi_c &= hA(t_w - t_f) \\ &= 6.896 \times 1.2^2 \times (95 - 25) = 695.1 \text{ W} \end{aligned}$$

因此, 集热器净吸收的太阳能为

$$\begin{aligned} \Phi_{\text{净}} &= \Phi_{\text{吸}} - \Phi_r - \Phi_c \\ &= 1162.8 - 374.3 - 695.1 \\ &= 93.4 \text{ W} \end{aligned}$$

$$\text{集热器热效率 } \eta = \frac{\Phi_{\text{净}}}{\Phi_{\text{吸}}} = \frac{93.4}{695.1} = 13.4 \%$$

8.5 自我测验题

1. 试解释下列名词:

(1) 本身辐射; (2) 反射辐射; (3) 角系数; (4) 空间辐射热阻; (5) 平均射线行程。

2. 角系数具有哪些性质? 在什么条件下角系数是一个纯几何因子?

3. 基尔霍夫定律表明: 善于吸收的物体, 必善于辐射。重辐射面从辐射特性而言可当作黑体, 而从吸收特性而言又相当于白体。这是否与基尔霍夫定律相矛盾, 为什么?

4. 试简述引入辐射换热表面传热系数及复合换热表面传热系数的意义。

5. 为测量管道中的气流温度, 在管道中设置温度计。试分析由于温度计头部和管壁之间的辐射换热而引起的测温误差, 并提出减小误差的措施。

6. 为什么遮热罩常常采用反射率高, 导热系数低的材料?

7. 在两块平行平板之间, 加上一块极薄的 $\epsilon=1$ 的平板, 这样就没有反射辐射, 试问能否起到遮热作用? 为什么? 又, 在该两块平行平板之间加上一块发射率 $\epsilon=0$ 的平板, 其遮热效果将怎样?

8. 气体辐射有何特点? 气体能看作灰体吗?

9. 大气层中 CO_2 和水蒸气增加后, 对太阳投射到地球表面的总辐射能有什么影响?

10. 北方冬季晴朗的夜晚,测得地表附近空气温度高于摄氏温度零度,但有人却发现地面上有一层薄冰。试解释这种现象。

11. 求下列各情形中的角系数 $X_{1,2}$

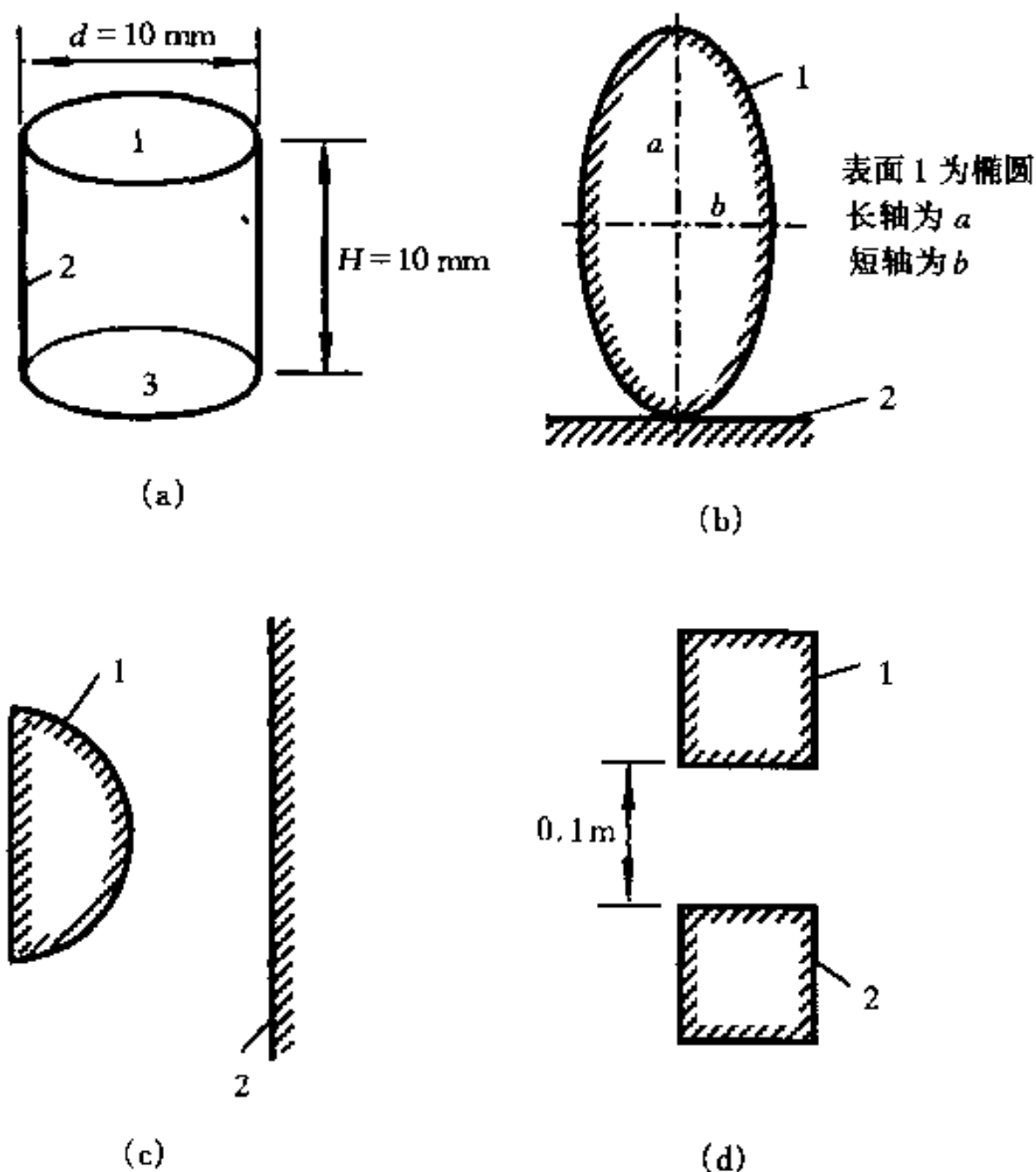


图 8-22 题 11 附图

- (a) 直径和高度相等的圆筒壁顶面和侧面; (b) 无限长椭圆柱面和无限大平面;
 (c) 半圆柱面和无限大平面; (d) 截面尺寸为 $0.1\text{m} \times 0.1\text{m}$, 相距 0.1m 的两无限长方柱体
 (e) 太阳对地球的角系数 $X_{1,2}$ 。设太阳半径 $r_1 = 6.95 \times 10^5 \text{ km}$,
 地球半径 $r_2 = 6.38 \times 10^3 \text{ km}$, 日地距离 $1.495 \times 10^8 \text{ km}$

12. 如图 8-23 所示,三个表面构成的封闭系统在垂直纸面方向无限长,其中表面 1,2 为平面,截面线长度为 l_1, l_2 , 夹角为 θ 。表面 3 为凹面,截面线长度为 l_3 。试求角系数 $X_{1,2}, X_{3,1}$ 。

13. 一直径为 25 mm 的圆形溜冰场,被半径为 17.5 m 的半球形顶部所包围。设溜冰场表面和半球顶部表面均可作为黑体,且其温度分别为 0°C 和 15°C 。试确定由半球顶部至溜冰场的净辐射交换能量。

14. 相距很近的两块无限大平行平板,漫射灰表面发射率均为 0.8 。为使两表面间的辐射热流减少到原来的 $1/10$,则在两平板之间所放置的薄辐射遮热板的发射率应为多少? 其放置位

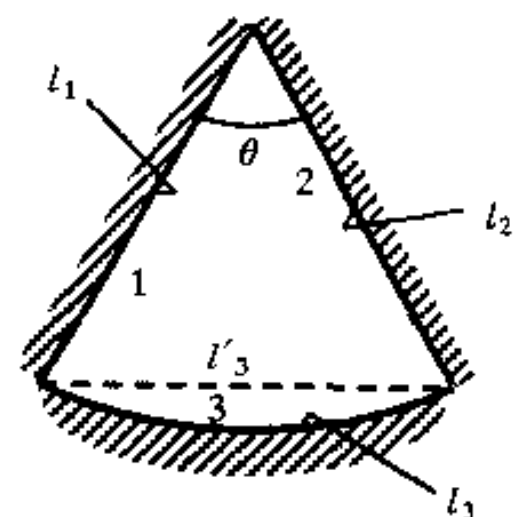


图 8-23 题 12 附图

置对两板间的辐射换热有何影响? 这一结论对两同心圆球面是否依然成立?

15. 保温瓶内存放温度 $t_1 = 100^\circ\text{C}$ 的开水, 周围环境温度为 $t_2 = 20^\circ\text{C}$ 。保温瓶胆由涂有水银的真空夹层结构组成, 水银层的发射率为 $\epsilon = 0.04$ 。设瓶胆内、外层的温度分别与开水和周围环境温度相同。求瓶胆的散热量。如果用导热系数 $\lambda = 0.04 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 的软木代替瓶胆保温层, 问需要多厚的软木才能达到相同的保温效果? 该软木按无限长圆筒壁导热计算, 保温层内径取 0.1 m 。

16. 直径为 0.5 m 的球内表面, 被一水平面划分成上、下两个部分, 上、下两部分接合面处完全绝热。上半球温度为 450 K , 发射率为 0.8 ; 下半球温度为 350 K , 发射率为 0.6 。设球面为漫射灰表面。试确定上半球内表面的净辐射热损失。

17. 如图 8-24 所示, 由半径为 1 m 的 $1/4$ 圆的两直径及圆周所组成的通道, 在垂直纸面方向无限长。表面 1 的温度和发射率分别为 $t_1 = 200^\circ\text{C}$, $\epsilon_1 = 0.2$, 表面 2 温度和发射率分别为 $t_2 = 27^\circ\text{C}$, $\epsilon_2 = 0.7$, 表面 3 的发射率为 $\epsilon_3 = 0.5$, 热流 $q_3 = 1 \text{ kW}/\text{m}^2$ 。试确定表面 3 的温度和表面 1, 2 的单位面积净辐射换热热量。

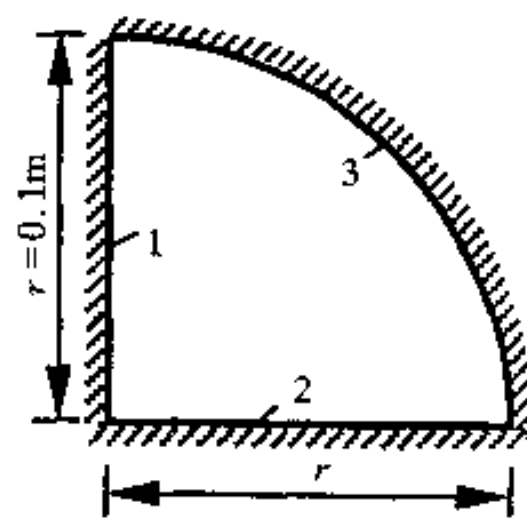


图 8-24 题 17 附图

18. 在厚度为 7.5 cm 的金属板上钻一个直径为 2.5 cm 的圆孔, 并在圆孔的内表面粘贴一层发射率为 0.07 的金属箔。将金属板加热到 260°C 后, 在孔的一端放置发射率为 0.5 , 温度为 425°C 的热表面。假定该热表面与金属板之间不传导热量, 孔的另一端敞开, 试计算由敞开的孔口向外辐射的能量。忽略外界的影响。

19. 在晴朗的无风夜晚, 聚集在草上的露水当空气温度降低到多少度时才会开始结霜? 已知天空有效辐射温度为 -30°C , 露水的蒸发作用可忽略不计, 水的发射率为 1.0 。并分析有风时, 结霜的气温是下降还是升高? 设地表附近空气自然对流的表面传热系数为 $8 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

20. 一功率为 20 W 的电烙铁, 端部面积为 0.0013 m^2 , 发射率为 $\epsilon = 0.88$ 。在 25°C 的空气中自然对流的表面传热系数为 $11 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。设环境温度与空气温度大致相同。试求其端部温度。

第9章 传热过程分析与换热器热计算

通过本章的学习,要求读者从定量上应熟练掌握以下几方面:复合换热的分析与计算、传热过程的分析与计算;对数平均温差的计算,间壁式换热器的设计计算和校核计算。从定性角度,应掌握传热过程的热阻分析方法,传热过程强化与削弱的原则与措施,综合传热问题的分析方法。

9.1 基本知识点

9.1.1 传热过程的分析与计算

1. 传热过程

传热过程是热量由壁面一侧的流体通过壁面传到壁面另一侧流体的过程,其传热量可由传热方程式来计算,以平壁为例, $\Phi = kA(t_{fi} - t_{fo})$

其中

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_o}} \quad (9-1)$$

注意上式中如需同时考虑对流换热和辐射换热,则 h_1 和 h_2 应为复合换热表面传热系数。在复合换热中,通常认为相互并联的几种换热方式独立起作用,其换热量可迭加。再次强调指出,引入传热过程及传热系数的目的是因为在工业换热器中一般壁温的测量比较困难,而流体平均温度 t_f 则较容易测量。

2. 通过平壁和圆筒壁的传热过程

(1) 通过平壁的传热

其传热系数可由式(9-1)来计算。

(2) 通过圆筒壁的传热

① 单根圆管,计算式为

$$\Phi = \frac{t_{fi} - t_{fo}}{\frac{1}{h_i \pi d_i l} + \frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_o \pi d_o l}} = A_o k_o (t_{fi} - t_{fo}) \quad (9-2)$$

其中 k_o 为以圆管外表面面积 $A_o = \pi d_o l$ 为计算依据的传热系数

$$k_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (9-3)$$

② n 根长为 l 的圆管

$$\Phi = \frac{t_{fi} - t_{fo}}{\frac{1}{h_i \pi d_i n l} + \frac{1}{2\pi \lambda n l} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_o \pi d_o n l}} \quad (9-4)$$

比较式(9-2)与(9-4), 可以将 n 根长 l 的圆管等效成一根长为 nl 的圆管。

③ 注意以下几点。(a) 壁面内的温度分布, 其曲线凹向与第二章通过圆筒壁的导热分析方法一样; (b) 当沿热量传递方向上面积发生变化时, k 的计算应与传热面积相对应, 一般以管外表面积为基准[如式(9-2)]; (c) 关于管壁导热热阻, 有两种处理方法, 一种是忽略其导热热阻(尤其是对气-气或气-液换热器), 另一种是以平壁导热热阻 $\frac{\delta}{\lambda A}$ 代替, 此时 $\delta = \frac{1}{2}(d_o - d_i)$, $A = \pi d_m l = \pi l \frac{1}{2}(d_o + d_i)$ 。一般导热热阻约占总热阻的 5% 左右。

3. 通过肋壁的传热

(1) 平肋壁(平壁外加肋片)

由教材的推导, 可知(图见教材第 317 页图 9-2):

$$\Phi = \frac{t_{fi} - t_{fo}}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta}{\lambda A_i} + \frac{1}{h_o \eta_o A_o}} = A_o k_o \Delta t = A_i k_i \Delta t \quad (9-5)$$

其中 $\eta_o = \frac{A_1 + A_2 \eta_f}{A_o}$, $A_o = A_1 + A_2$, $\Delta t = t_{fi} - t_{fo}$, 并令 $\beta = \frac{A_o}{A_i}$ 。

则

$$k_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \frac{A_o}{A_i} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{A_o}{A_i} + \frac{1}{h_o \eta_o}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \beta + \frac{\delta}{\lambda} \beta + \frac{1}{h_o \eta_o}} \quad (9-6a)$$

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_o \eta_o \beta}} \quad (9-6b)$$

与未加肋时平壁传热系数公式(9-1)相比, 可以看出, 当以肋表面 A_o 为计算依据时, 虽然式(9-6a)的 k_o 有所降低, 但肋化面积 A_o 大大增加; 若以光侧面积 A_i 为计算依据时, 由式(9-6b)所确定的传热系数 k_i 比原来光表面的大大增加, 因此, 无论是以 A_o 还是 A_i 为面积依据, 通过肋壁的传热量 Φ 比通过光壁面的传热量都大大增加, 这说明加肋之后可以强化传热。由式(9-6a), (9-6b)还可看出, 当表面不加肋时, $A_o = A_i$, 此时 $\eta_o = 1$, $\beta = 1$, 则 $k_o = k_i =$

$$\frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_o}}$$

(2) 圆筒肋壁(圆管外加肋片)

若在圆管外表面加肋, 此时有:

$$\Phi = \frac{t_{fi} - t_{fo}}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{2\pi \lambda l} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_o A_o \eta_o}} \quad (9-7)$$

式中 $A_i = \pi d_i l$, $A_o = A_1 + A_2$, $\eta_o = \frac{A_1 + \eta_f A_2}{A_o}$ 。

4. 临界热绝缘直径

在平壁外加保温层总是使散热量减少,而在圆管外加保温层却可能会增加散热量,这是因为保温层的加入一方面使导热热阻增加,另一方面可使对流热阻减小。若外直径为 d_i 的圆管外包以绝缘层使直径为 d_o ($d_o > d_i$), 圆管外表面温度为 t_{wi} 、绝缘层表面外侧流体温度和表面传热系数分别为 t_{fo} 和 h_o , 则

$$\frac{\Phi}{l} = \frac{\pi(t_{wi} - t_{fo})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_o d_o}} \quad (9-8)$$

从上式中可看出:保温层的加厚(即 d_o 增大),一方面使导热热阻 $R_{cd} = \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_o}{d_i}$ 增加,另一方面使对流热阻 $R_{cv} = \frac{1}{h_o d_o}$ 减小。可以证明,当 $\frac{d(\Phi/l)}{dd_o} = 0$, 即 $Bi = \frac{h_o d_o}{\lambda} = 2$ 时,达到极值点。即以 d_{cr} 为分界点,如圆管外径小于 d_{cr} 时,随着直径 d_o 的增加,散热量增加;若圆管外径大于 d_{cr} , 则散热量随 d_o 增加而减小。直径 d_{cr} 即称为临界热绝缘直径。

9.1.2 换热器的型式及平均温差

1. 换热器型式及特点(按工作原理来分)

(1) 混合式(如电站冷却塔,喷淋室)

特点:① 冷、热流体直接混合,互相接触;② 热量传递与质量传递同时进行;③ 要求冷、热流体互不相溶,易分离。

(2) 蓄热式(如回转式空气预热器,蓄冷器)

特点:① 冷、热流体交替流过换热面;② 传热过程呈现出非稳态形式;③ 一般适用于气体介质。

(3) 间壁式

特点:① 冷、热流体被壁面隔开,互不接触;② 根据冷、热流体的流动方向可分为顺流、逆流、交叉流等;③ 主要型式有套管式、壳管式、交叉流式、板式、螺旋板式等。

本章仅讨论间壁式换热器的热计算。因而下面的讨论均针对间壁式换热器而言。

2. 对数平均温差 Δt_m

(1) 引入对数平均温差的原因

在换热器中,冷、热流体的温度沿换热面是不断变化的,因而冷、热流体间的局部换热温差也是沿程变化的。因此,在利用传热方程式 $\Phi = kA\Delta t$ 计算换热量时,“ Δt ”要用整个传热面积上的平均温差 Δt_m 来代替。 Δt_m 与换热器的型式和冷、热流体流动方式有关。

(2) 推导对数平均温差时所作的假设

① 在整个换热面上冷、热流体的质量流量和比热容保持为常数,即 q_{m2}, q_{m1}, c_2, c_1 为常量;

② 传热系数 k 在整个换热面上为常数;

③ 不计散热损失,即认为热流体放出的热量等于冷流体吸收的热量;

④ 不计换热面的轴向导热;

⑤ 不计流体的动、位能变化;

⑥ 对同种流体(热流体或冷流体)而言,不能既有相变换热又有单相介质换热。

(3) 对数平均温差的推导:

① Δt_m 的定义及物理意义:以顺流换热器为例,如图 9-1。微元面积 dA_x 处的换热量如下计算:

$$d\Phi_x = k\Delta t_x dA_x \quad (9-9a)$$

总换热量

$$\Phi = \int_0^A d\Phi_x = \int_0^A k\Delta t_x dA_x \quad (9-9b)$$

考虑到传热方程式 $\Phi = kA\Delta t_m$, 且 $k = \text{常数}$, 故:

$$\Delta t_m = \frac{1}{A} \int_0^A \Delta t_x dA_x \quad (9-10)$$

由上式可以看出,对数平均温差 Δt_m 的物理意义是图 9-1 中温度变化曲线之间的阴影部分面积。并且,要确定 Δt_m , 关键要确定 Δt_x 随面积 A_x 的变化规律。

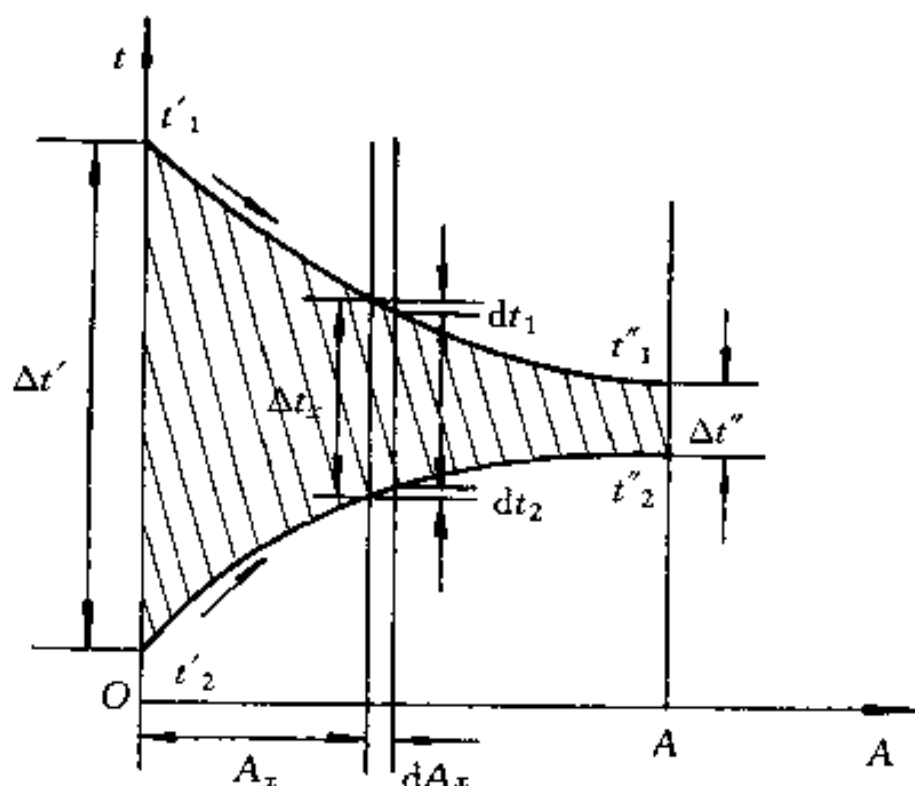


图 9-1 顺流时对数平均温差的推导

② 顺流和逆流换热器的对数平均温差:

对顺流情形,可以导出

$$\Delta t_x = \Delta t' e^{\left(\frac{1}{q_{m1}c_1} + \frac{1}{q_{m2}c_2}\right)kA_x} = \Delta t' e^{-\mu k A_x} \quad (9-11)$$

即:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (9-12)$$

同理,可以证明,无论对顺流和逆流,均可按下式计算对数平均温差:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (9-13)$$

注意,对顺流而言, Δt_{\max} 和 Δt_{\min} 分别对应冷、热流体进口和出口,但对逆流来说, Δt_{\max} 则可能位于换热器同种流体的进口或出口,这取决于冷、热流体热容量 $q_{m2}c_2$ 和 $q_{m1}c_1$ 的相对大小。举例来说,若 $q_{m1}c_1 > q_{m2}c_2$, 则 $\Delta t_{\max} = t''_1 - t'_2$; 若 $q_{m1}c_1 < q_{m2}c_2$, 则 $\Delta t_{\max} = t'_1 - t''_2$ 。同理,对 Δt_{\min} 可同样分析。

(4) 其他流动型式换热器对数平均温差的计算

其他流动型式换热器的对数平均温差可按如下的统一形式来表示:

$$\Delta t_m = \psi \Delta t_{m,ctf} \quad (9-14)$$

其中, ψ 表示某种流动型式在给定冷、热流体进、出口温度下接近逆流的程度。一般要求 $\psi > 0.8$ 。 $\Delta t_{m,ctf}$ 表示按纯逆流布置时的对数平均温差。且 ψ 可表示成:

$$\begin{cases} \psi = f(P, R, \text{流动型式}) & (9-15a) \\ P = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2} & (9-15b) \\ R = \frac{t'_1 - t''_1}{t''_2 - t'_2} & (9-15c) \end{cases}$$

对一定的布置方式及冷、热流体一定的进口、出口温度。热流体布置在管侧还是壳侧其对数平均温差没有区别(参见教材第 356 页习题 9-10)。

当冷、热流体一侧发生相变时(即该流体热容量 $q_{m1}c_1 \rightarrow \infty$),该流体进、出口温度相等,均为饱和温度,此时必有 $P=0$ 或 $R=0$,从而 $\psi=1$ 。以图 9-2 为例(图中 $q_{m1}c_1 \rightarrow \infty$),对该换热器(冷凝器)来说,无所谓顺流或逆流。

③ 当 R 较大时($R > 4$),考虑到 ψ 图中曲线较陡,则利用 $PR, \frac{1}{R}$ 分别代替 P, R 来查图。

④ 流体流经蛇形管束时,若管束曲折次数超过 4 次,则可按纯逆流或纯顺流看待。见教材图 9-21。

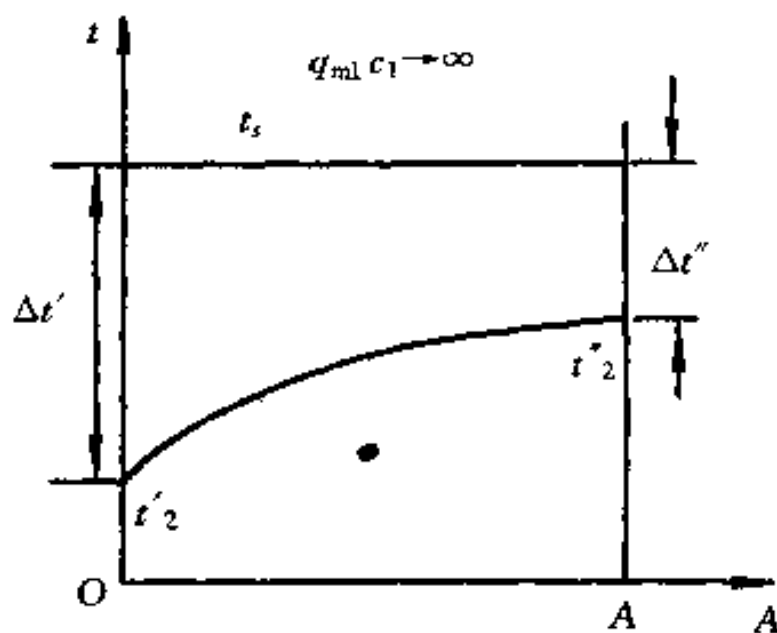


图 9-2 一侧流体发生相变时的温度变化

9.1.3 换热器的热计算

1. 基本方法与公式

常用的两种方法是平均温差法(LMTD法)和效能-传热单元数法(ϵ -NTU法)。要求读者重点掌握用平均温差法进行换热器的热计算。

平均温差法采用的基本方程式

$$\text{传热方程式} \quad \Phi = kA\Delta t_m \tag{9-16}$$

$$\text{热平衡方程式} \quad \Phi = q_{m1}c_1(t'_1 - t''_1) \tag{9-17a}$$

$$= q_{m2}c_2(t''_2 - t'_2) \tag{9-17b}$$

$$\text{对数平均温差} \quad \Delta t_m = \psi \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \tag{9-18}$$

方程式(9-16)~(9-18)共提供了 4 个方程,但式中所含有的未知量却有如下 9 个: $\Phi, kA, \Delta t_m, q_{m1}c_1, q_{m2}c_2, t'_1, t''_1, t'_2, t''_2$ 。因此,要使方程组封闭有解,必须先给定上述 9 个未知量中的 5 个。这是进行换热器设计计算及校核计算的前提。

2. 计算类型

换热器热计算主要有以下两种类型:即设计计算及校核计算。二者最大的区别是设计计算往往要确定的是换热面积,即换热器是从无到有的过程;而校核计算则一般已有现成换热器,计算的目的是确认某换热器是否能完成新的换热任务。

3. 平均温差法的计算步骤

(1) 设计计算

已知参数: $q_{m1}c_1, q_{m2}c_2, t'_1, t'_2, t''_1, t''_2$ 6 个变量中的 5 个,要求确定: kA

计算步骤:

① 根据给定条件,由热平衡方程式 $q_{m1}c_1(t'_1 - t''_1) = q_{m2}c_2(t''_2 - t'_2)$ 求出 6 个变量中的另一个;

② 选择换热器型式,初步布置换热面。并计算两侧流体的表面传热系数 h_i, h_o 及总传热系数 k ;

③ 根据换热器型式和两流体进、出口温度,计算对数平均温差 Δt_m ;

④ 由传热方程式 $\Phi = kA\Delta t_m$, 计算传热面积 A ;

⑤ 核算两侧流体流动阻力, 若阻力过大, 则需改变换热器的布置或型式, 重新进行设计计算。直至满足要求为止。

(2) 校核计算

校核计算又可能分为如下两种情形:

① 已知: $kA, q_{m1}c_1, q_{m2}c_2, t'_1$ 和 t''_1 二者之一, t'_2 和 t''_2 二者之一。(注意: 一般情况下, 已知的是冷、热流体的进口温度 t'_2 和 t'_1 , 此处为叙述方便, 假定 t'_1 和 t''_2 已知)。由热平衡方程式。求另外的两个温度 t''_1 和 t'_2 。

计算步骤:

由于 4 个流体进、出口温度中有 2 个未知, 因而无法由热平衡方程式直接求出温度, 而需先假定一个未知温度, 最后用热平衡偏差进行校核, 因此计算具有迭代的性质。

(a) 假定 t''_1 , 根据热平衡方程可求出 t'_2 , 以及传热量 $\Phi_1 = q_{m1}c_1(t'_1 - t''_1)$;

(b) 根据换热器型式及 4 个流体进、出口温度, 求出 Δt_m ;

(c) 由传热方程式求出传热量 $\Phi_2 = kA\Delta t_m$;

(d) 如果 $\Phi_1 = \Phi_2$, 则说明假定的温度 t''_1 是正确的, 上述 t''_1 和 t'_2 即为所求。

(e) 若 $\Phi_1 \neq \Phi_2$, 则说明假定的温度 t''_1 不正确, 需要重新假设。具体做法: 取 $\Phi_m = (\Phi_1 + \Phi_2)/2$, 由 $\Phi_m = q_{m1}c_1(t'_1 - t''_1)$ 反推出温度 $\widetilde{t''_1}$, 令 $t''_{in} = \frac{1}{2}(t''_1 + \widetilde{t''_1})$, 将 t''_{in} 做为新的假定温度 t''_1 , 返回步骤(a)继续计算, 直到 Φ_1 与 Φ_2 的偏差值小于 5% 为止。

② 已知: $kA, (q_{m1}c_1, q_{m2}c_2)$ 二者之一, $(t'_1, t''_1, t'_2, t''_2)$ 四者之三。

求: 另一个 $q_{m}c$ 和另一个温度。

显然, 上述参数存在两种可能性, 其已知参数及计算步骤分别如下:

(A) 已知: $kA, q_{m1}c_1, t'_1, t''_1, t'_2$ 。求: $q_{m2}c_2, t''_2$ 。

步骤:

(a) 由热平衡式和传热方程式 $\Phi = kA\Delta t_m = q_{m1}c_1(t'_1 - t''_1)$ 可求出 Δt_m ;

(b) 由已知的 3 个温度 (t'_1, t''_1, t'_2) 及两流体的流动型式, 由 Δt_m 的计算公式求出 t''_2 ;

(c) 由热平衡式 $q_{m1}c_1(t'_1 - t''_1) = q_{m2}c_2(t''_2 - t'_2)$ 可求出 $q_{m2}c_2$ 。

(B) 已知: $q_{m1}c_1, kA, t'_1, t'_2, t''_2$ 。求 t''_1 和 $q_{m2}c_2$ 。

步骤:

由于已知的是 $q_{m1}c_1$ 和 t'_1, t'_2, t''_2 , 因而无法直接由热平衡式求出传热量, 因而计算又具有迭代性质。

(a) 假定 t''_1 , 由热平衡式求出热量 $\Phi = q_{m1}c_1(t'_1 - t''_1)$;

(b) 由传热方程式 $\Phi = kA\Delta t_m$, 求出 Δt_m ;

(c) 由 4 个温度 t'_1, t''_1, t'_2, t''_2 及两流体的流动型式, 求出对数平均温差 $\widetilde{\Delta t_m}$;

(d) 比较 Δt_m 与 $\widetilde{\Delta t_m}$, 若迭代收敛的判据——热平衡偏差, 即 Δt_m 的计算偏差, 小于 5%, 则求出未知的 $q_{m2}c_2$, 结束。否则, 重新修正假定的温度 t''_1 , 返回步骤(a), 继续计算, 直至满足要求。

由上述计算步骤可以看出, 设计计算一般相对比较简单, 计算步骤中一般不具备迭代性质, 但换热器的流体流动型式是计算的关键, 所以一般可能要选几种方案进行计算, 以确定最

佳型式,而评价某种方案的优劣除校核流动阻力外,换热面积大小(决定了换热器的体积),对数平均温差大小等因素亦要同时考虑。而校核计算一般具有迭代的性质,且需满足迭代收敛的条件。相对设计计算来说,若用手工计算要复杂一些,但采用计算机求解之后,二者都比较方便。

4. 效能-传热单元数法的计算步骤

(1) 换热器的效能(ϵ)和传热单元数(NTU)

换热器效能 ϵ 的定义如下:

$$\epsilon = \frac{|t' - t''|_{\max}}{t'_1 - t'_2} = \frac{\Phi}{(q_m c)_{\min}(t'_1 - t'_2)} \quad (9-19)$$

它表示换热器的实际换热效果与最大可能的换热效果之比,显然 $\epsilon < 1$ 。由式(9-19),

$$\Phi = (q_m c)_{\min} |t' - t''|_{\max} = \epsilon(t'_1 - t'_2)(q_m c)_{\min} \quad (9-20)$$

可以证明,对顺流换热器:

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{1 - \exp\{(-NTU)\left[1 + \frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}}\right]\}}{1 + \frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}}} \\ &= f\left[\frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}}, NTU\right] \end{aligned} \quad (9-21)$$

式中 $\frac{kA}{(q_m c)_{\min}} = NTU$ 称为传热单元数。对逆流换热器,

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{1 - \exp\left\{(-NTU)\left[1 - \frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}}\right]\right\}}{1 - \frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}} \exp\left\{(-NTU)\left[1 - \frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}}\right]\right\}} \\ &= f\left[\frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}}, NTU\right] \end{aligned} \quad (9-22)$$

对其他型式的换热器,亦可表示成类似式(9-21)、(9-22)的形式。

(2) 换热器的热计算

如教材图 9-22~9-27 所示,各种型式换热器均可表示成如图 9-3 的形式。

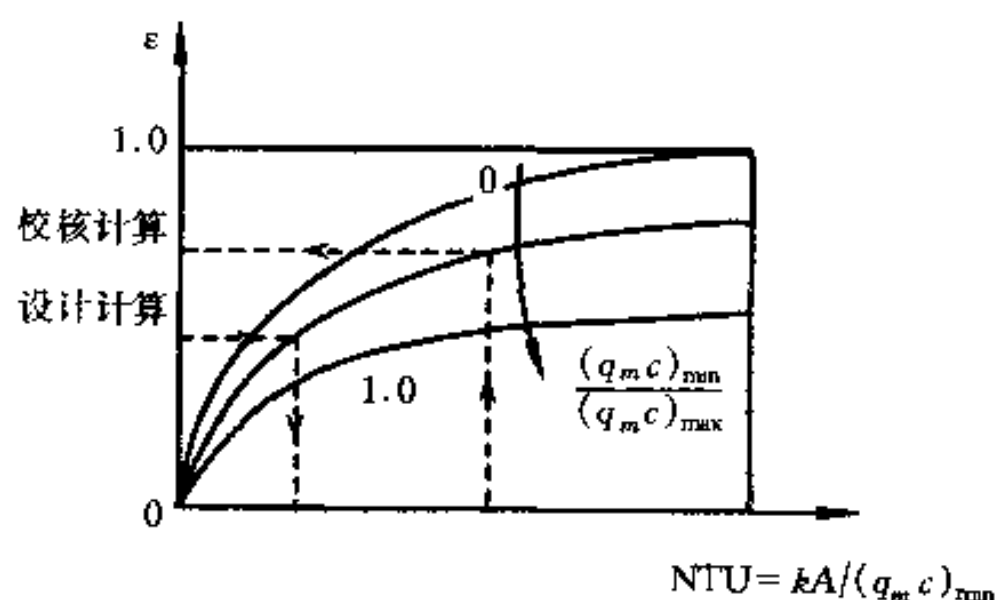


图 9-3 利用 $\epsilon - NTU$ 进行换热器热计算的示意图

设计计算时,4个温度已知,因而 ϵ 已知,计算目的是确定 kA ;校核计算时, kA 已知,因而NTU已知,计算的目的是确定 ϵ 从而决定其他流体的温度。

用 ϵ -NTU法计算换热器的步骤与平均温差法中对应的计算大致相似。

用于换热器设计计算的步骤大致如下:

① 先根据热平衡方程计算出未知的温度值(已知 $q_{m1}c_1$ 、 $q_{m2}c_2$ 和 t'_1 、 t''_1 、 t'_2 、 t''_2 四个温度中的三个),然后按式(9-19)求出 ϵ ;

② 根据选定的流动型式及 ϵ 和 $(q_{mc})_{\min}/(q_{mc})_{\max}$ 之值,查图得出NTU;

③ 初步布置换热面,并计算出相应的传热系数 k ;

④ 确定所需换热面积($A = \frac{(q_{mc})_{\min}}{k} \text{NTU}$),同时核算换热器两侧流体的流动阻力;

⑤ 若阻力过大,则应改变方案重新设计。

假设已知冷、热流体的进口温度 t'_1 、 t'_2 ,及 $q_{m1}c_1$ 、 $q_{m2}c_2$ 、 kA ,则 ϵ -NTU法用于换热器校核计算的大致步骤如下:

① 根据换热器给定的进口温度和假定的出口温度算出传热系数 k ;

② 计算NTU及 $(q_{mc})_{\min}/(q_{mc})_{\max}$;

③ 按换热器中流体的流动型式,在相应的 ϵ -NTU图上查出与NTU及 $(q_{mc})_{\min}/(q_{mc})_{\max}$ 相对应的 ϵ 值;

④ 根据冷、热流体进口温度等已知量,按式(9-20)求出热流量 Φ ;

⑤ 用热平衡式(9-17)确定冷、热流体的出口温度 t''_2 和 t''_1 。

⑥ 计算热平衡偏差,要求小于5%,计算有效。

9.1.4 传热强化和隔热保温技术

1. 传热的强化、削弱及其工程应用背景

(1) 传热的强化

① 实质 传热强化即分析影响传热的各种因素,采取某些技术措施以提高设备单位面积或单位体积的传热量。也就是说,在一定的冷、热流体温度下增加传热量 Φ ,并使金属耗量和阻力的增加在合理的范围内。

② 目的 按传热方程式 $\Phi = kA\Delta t_m$,

(a) Φ 、 Δt_m 一定:增加 k ,使面积 A 减小。从而使换热器体积减小,减少金属的消耗量。比较典型的例子是航空航天器中的电子器件冷却,多级多段压缩机中间冷却器等。

(b) Φ 、 A 一定:增加 k ,使 Δt_m 减小。这样可以提高换热器效率,减小烟损。如航空发动机(燃气轮机)叶片的有效冷却。

(c) A 、 Δt_m 一定:增加 k ,使换热量 Φ 增加,从而提高换热器的传热能力。

③ 强化传热主要集中在对流及辐射领域,尤其是对流领域。

(2) 传热的削弱

① 实质 在传热温差一定的情况下,增加传热过程的分热阻以减小传热量。

② 目的

(a) 减小热量或冷量损失,节约能源。如食品保鲜(电冰箱,冰柜等)。

(b) 保持设备内部温度恒定,减小温度波动。如制药车间,电子设备制造车间等对温度要求均匀的应用场合。

(c) 提高设备在低温下工作时的外表面温度,以防结霜。

(d) 防止温度不均匀,造成设备内的热应力增大。

(e) 保证正常的工作环境和工人的生产安全。如锅炉司炉工在温度为 1000℃ 以上的炉膛外工作,隔热保温很重要。

③ 传热过程的削弱一般主要是通过控制导热和辐射来进行。

2. 传热强化的原则

(1) 从增大传热量($\Phi = kA\Delta t_m$)的角度

① 增大传热温差 Δt_m : 尽量布置成逆流,且尽可能在提高热流体温度 t'_1, t''_1 的同时,降低冷流体的温度 t'_2, t''_2 。

② 增加传热面积 A : 如采用小直径管,在管子表面上加肋片。

③ 增大传热系数 k 。

从以上三种方式来看,显然比较现实有效的方法是增加 kA 的值,而采取增大传热温差 Δt_m 的方法往往受到设备本身的限制。

(2) 强化传热的原则

① 教材例 9-2 表明,强化传热时,对热阻比较大的一侧流体换热下功夫,往往能收到显著的效果。即在传热温差不变时,改变传热过程中热阻大的那一环节的热阻,可以大大增加传热过程的传热量。这与电路有相类似之处,即当串联电路两端电势差相同时,改变串联电路中电阻大的元件的电阻值,可以显著地改变回路的电流。因而,强化传热时,往往对热阻大的一侧下功夫,抓主要矛盾。

② 一般来说,如果要采用加肋片的方式强化传热过程的话,只有在 h_i, h_o 相差较大,而 A_i, A_o 相差不大时,在 h 较小的一侧加肋才能收到显著的强化效果。当 $A_i h_i \approx A_o h_o$ 但数值都很小时,两侧都要采取强化措施,如双侧强化管。

3. 强化传热的措施

(1) 从减小对流热阻的角度

对流热阻又可分为无相变和有相变两种类型。可以从以下三个角度理解这一问题。

① 从影响对流换热的因素来看

(a) 改变流体的流动状况,其目的是破坏边界层或增加扰动。具体措施有增加流体流速;将自然对流转为强制对流;对外掠管束的流动,尽量采用横向冲刷等。

(b) 改变换热面的几何形状与尺寸及表面状况。如采用短管以利用入口效应,采用小直径管、弯管和肋片管,增加表面粗糙度,改变表面涂层以实现由膜状凝结向珠状凝结的转变等。

(c) 改变流体的物性。如将风冷改变为水冷可以大大强化换热,水在沸腾换热时如在水中添加盐的颗粒,尽可能使流体发生相变换热以利用其潜热。

② 从对流换热的实验规律来看

以管内强制对流湍流且流体被加热,不考虑入口效应、温差修正、弯管修正为例,其实验关联式为 $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$, 考虑到 $Nu = \frac{hd}{\lambda}$, $Re = \frac{\rho u d}{\eta}$, $Pr = \frac{\rho c_p}{\lambda}$, 因此

$$h = \frac{0.023 c_p^{0.4} \lambda^{0.6}}{\eta^{0.4}} \frac{(\rho u)^{0.8}}{d^{0.2}} \quad (9-23)$$

由上式可以看出,增大流体流速 u ,减小管径 d ,改变流体物性 c_p, λ, ρ, η 等都可以改变对流换热的表面传热系数。具体的理由请读者自行解释。

③ 从对流换热过程的物理机制来看

(a) 对无相变的对流换热来说:强化的措施主要集中在削弱(减薄)边界层,或破坏边界层,以及增加流体的扰动和湍流度等方面。

(b) 对沸腾换热来说:汽化核心数的多少直接影响到沸腾换热表面传热系数的大小。因而沸腾换热的强化往往关键是如何增加汽化核心数。

(c) 对凝结换热来说:主要措施是减薄(或破坏)凝结液膜,以及加速液膜的排泄,同时尽可能保持珠状凝结。

④ 方法的分类:

按照强化传热时是否需要附加的动力,可分为有源强化技术和无源强化技术。

(2) 从减小导热热阻和辐射热阻的角度

前面已指出,强化传热主要集中在对流换热领域,但按照强化传热的原则,当两侧流体换热经强化后 $A_i h_i$ 和 $A_o h_o$ 均较大时,可以考虑从导热热阻和辐射热阻角度入手。具体措施如下:

① 减小导热热阻。以平壁为例,导热热阻为 $\frac{\delta}{\lambda}$,因而尽可能增大壁面导热系数的同时,减小壁厚。

② 减小污垢热阻。当壁面两侧均得到强化后,污垢热阻在整个传热过程中所占的比例增加。

③ 减小辐射热阻。由前面的讨论知,辐射热阻包括表面辐射热阻 ($R = \frac{1-\epsilon}{\epsilon A} = (\frac{1}{\epsilon} - 1)/A$) 和空间辐射热阻 $1/AX$ 。当换热面相对位置已经固定,且面积不变时,空间辐射热阻改变的可能性很小。可以改变的是表面辐射热阻,显然提高表面的发射率 ϵ 可以减小表面辐射热阻。

4. 强化传热的经济性分析

一般来讲,传热强化导致传热量 Φ 的增加,同时导致流动阻力增加。这意味着运行费用上升。同时,传热强化技术的采用往往伴随着制造成本的上升。另外,传热强化后,串联的分热阻减小,使两侧流体的污垢热阻占总热阻的比例相对增大。因此,强化传热时,要权衡利弊,综合考虑各种因素。

5. 隔热保温技术

(1) 隔热保温措施

前面已指出,隔热保温技术主要集中在导热热阻和辐射热阻方面。具体措施如下:

① 采用导热系数很小的绝热材料,以增加传热过程的导热热阻;

② 采用抽真空的方法减小对流换热的同时,采用遮热罩等措施增加辐射热阻。

(2) 保温效率

$$\eta = \frac{\Phi_0 - \Phi_x}{\Phi_0} \quad (9-24)$$

式中 Φ_0 表示未包裹保温材料时的裸管散热量, Φ_x 表示包保温材料后的散热量。它是判断热

力管道等保温性能优劣的技术指标,一般要求 $\eta > 90\%$ 。

6. 威尔逊图解法

(1) 目的:利用威尔逊图解法可以确定传热过程的分热阻及污垢热阻。

(2) 确定传热过程分热阻的方法要点:

以壳管式换热器为例,管内流体的流动一般处于旺盛湍流, h_i 与流速 u 的 0.8 次方成正比。总传热系数表示为

$$\frac{1}{k_o} = \frac{1}{h_o} + \underbrace{R_w + R_f}_b + \underbrace{\frac{1}{c_i u_i^{0.8}} \frac{d_o}{d_i}}_{mX} \quad (9-25)$$

$$\begin{cases} m = \frac{1}{c_i} \frac{d_o}{d_i} \\ X = \frac{1}{u_i^{0.8}} \end{cases}$$

方法的关键是固定一侧流体的热阻不变,如保持 h_o 不变。考虑到管壁导热热阻 R_w 和污垢热阻 R_f 在短期内不会发生改变,假定变动侧表面传热系数的函数结构(如 $h_i \propto u_i^{0.8}$),通过改变 u_i 来变动 k_o ,从而确定变动侧流体的分热阻。具体步骤如下:

① 首先确定变动侧的函数结构,如管内湍流强制对流, $h_i = c_i u_i^{0.8}$,确定分热阻的目的就是确定常数 c_i 。

② 保持 $R_f + R_w + \frac{1}{h_o}$ 不变。由对流换热理论,要使 h_o 不变,只要保证壳侧流体质量流量及流体定性温度不变即可。

③ 改变流速 u_i ,得到一系列的 k_o ,从而绘制出 $\frac{1}{k_o} \sim \frac{1}{u_i^{0.8}}$ 曲线,如图 9-4(a)所示。

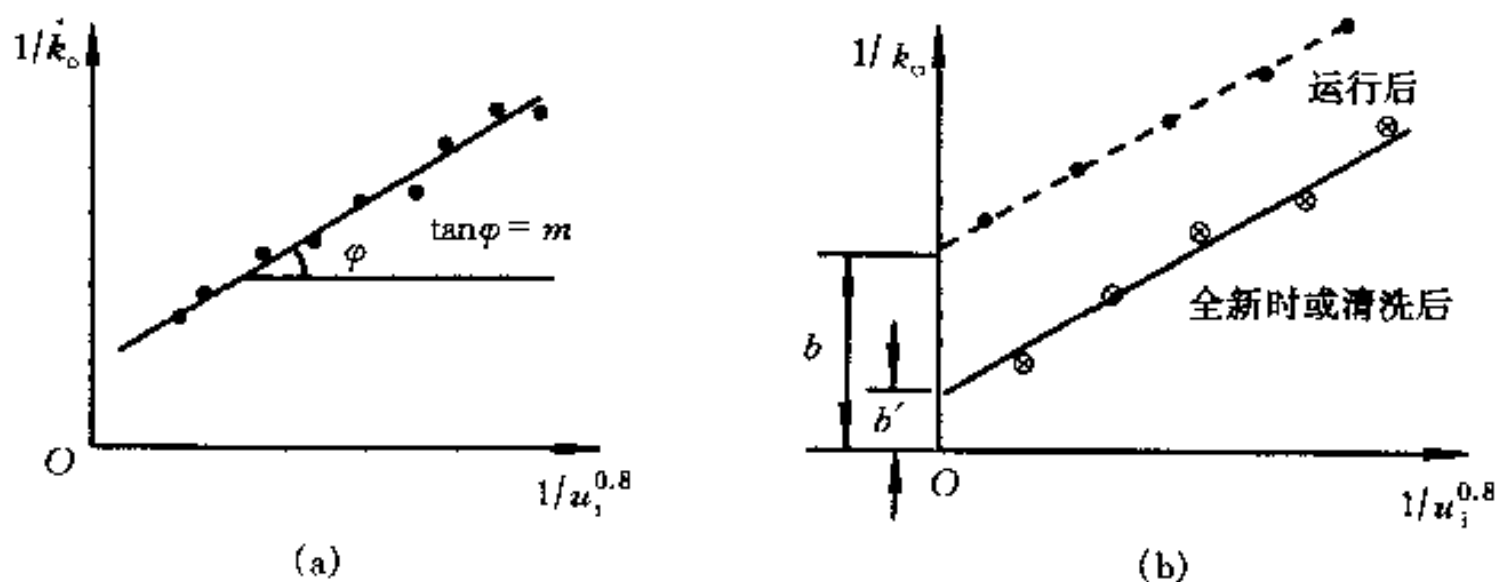


图 9-4 威尔逊图解法
(a) 确定传热过程分热阻; (b) 确定污垢热阻

由图中 $m = \tan \varphi$, 从而 $c_i = \frac{1}{m} \frac{d_o}{d_i}$, $h_i = c_i u_i^{0.8}$ 。读者应注意工业换热器一般没有测量壁温的装置,上述 k_o 是按如下方法测定的:先测出冷、热流体进、出口温度 t'_1, t'_2, t''_1, t''_2 ,按换热器两流体的流动型式可计算出传热温差 Δt_m ,然后按热平衡方程式测出换热量 $\Phi = q_{m1} c_1 (t'_1 - t''_1)$,计算出换热面积 A ,最后按传热方程式 $\Phi = k_o A \Delta t_m$ 计算出传热系数 k_o 。

(3) 污垢热阻的确定

将同一台换热器分别在全新或经过清洗状态下以及运行一段时间后进行试验,试验条件相同,因而式(9-25)中右侧各项 $\frac{1}{h_o} + R_w, \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i}$ 保持不变,唯一的改变是污垢热阻 R_f ,可得图9-4(b)中的两条直线。显然污垢热阻 $R_f = b - b'$ 。教材第340页表9-1的污垢热阻即是按此方法确定的。

9.2 重点与难点

9.2.1 传热过程

1. 传热过程的分析方法

利用传热过程分析计算具体问题时,应注意以下几点:

(1) 工程传热计算中引入传热系数及传热过程的目的是因为流体进出口温度远比壁温易于测量;

(2) 传热过程是一个复杂的物理过程,一个完整的传热过程至少有三个换热环节串联而成,而各个串联环节又可能是三个或三个以上换热方式的并联。且公式(9-1)中的 h 应理解成复合换热的表面传热系数;

(3) 传热系数的计算是换热器热计算的基础。对圆筒壁、肋壁计算传热系数时,由于沿热流方向面积将发生变化,传热系数的计算应注意以哪一侧面积为依据。同时还应考虑污垢热阻等的影响;

(4) 学会利用热阻分析法分析实际的传热过程,同时热阻分析的结果也是强化与削弱传热的参考依据;

(5) 比较传热过程壁面两侧的热阻大小应以总面积热阻 $\frac{1}{hA}$ 为依据,而不能光看单位面积热阻 $\frac{1}{h}$ 。这就是为什么在表面传热系数小的一侧加肋片可以强化传热的主要原因。

2. 关于临界热绝缘直径

(1) 读者应掌握引入临界热绝缘直径的原因。在热量传递方向上面积发生变化时,在表面上加保温层一方面使导热热阻增加,但却使对流热阻减小,因此,在圆柱及球的外表面加保温层都存在临界热绝缘直径的问题。

(2) 若取 $\lambda = 0.1 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}), h_o = 9 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,则 $d_{cr} \approx 0.022 \text{ mm}$,一般动力管道均大于此值,无需考虑临界热绝缘直径的问题。而工业输电线直径一般小于此值,则外加绝缘层还能起到增加散热的作用。

(3) 在表面上加肋有两种目的。以平壁传热过程为例,内、外对流热阻分别为 $\frac{1}{h_i A_i}, \frac{1}{h_o A_o}$,导热热阻为 $\frac{\delta}{\lambda A}$ 。设内、外流体温度分别为 t_h, t_{fo} 。当肋片加在表面传热系数 h 较小的一侧时,由前面的讨论可知,可大大增加传热量 Φ ;当肋片加在表面传热系数较大的一侧时,此时由于该侧热阻不是整个传热过程热阻的主要部分,因而对增加传热量 Φ 的贡献不大,但却可以调整壁面的温度,因为壁温总是接近于换热强的一侧流体温度(读者可参阅教材9-5

节)。

9.2.2 换热器型式及对数平均温差

1. 换热器型式

了解常见三种型式换热器的特点,尤其是壳管式换热器。能区分套管式、板翅式、螺旋板式、板式等换热器,以及1-2型,2-4型壳管式换热器的含义。

2. 对数平均温差

学习对数平均温差时,读者应能掌握以下几点:

- (1) 换热器中引入对数平均温差的原因,是因为冷、热流体沿换热面温度是不断变化的;
- (2) 对数平均温差的物理意义:即冷、热流体温度分布曲线之间的面积大小,无论顺流还是逆流,均可按式(9-13)计算对数平均温差;
- (3) 关于换热器中流体温度沿程变化的曲线凹向的解释。

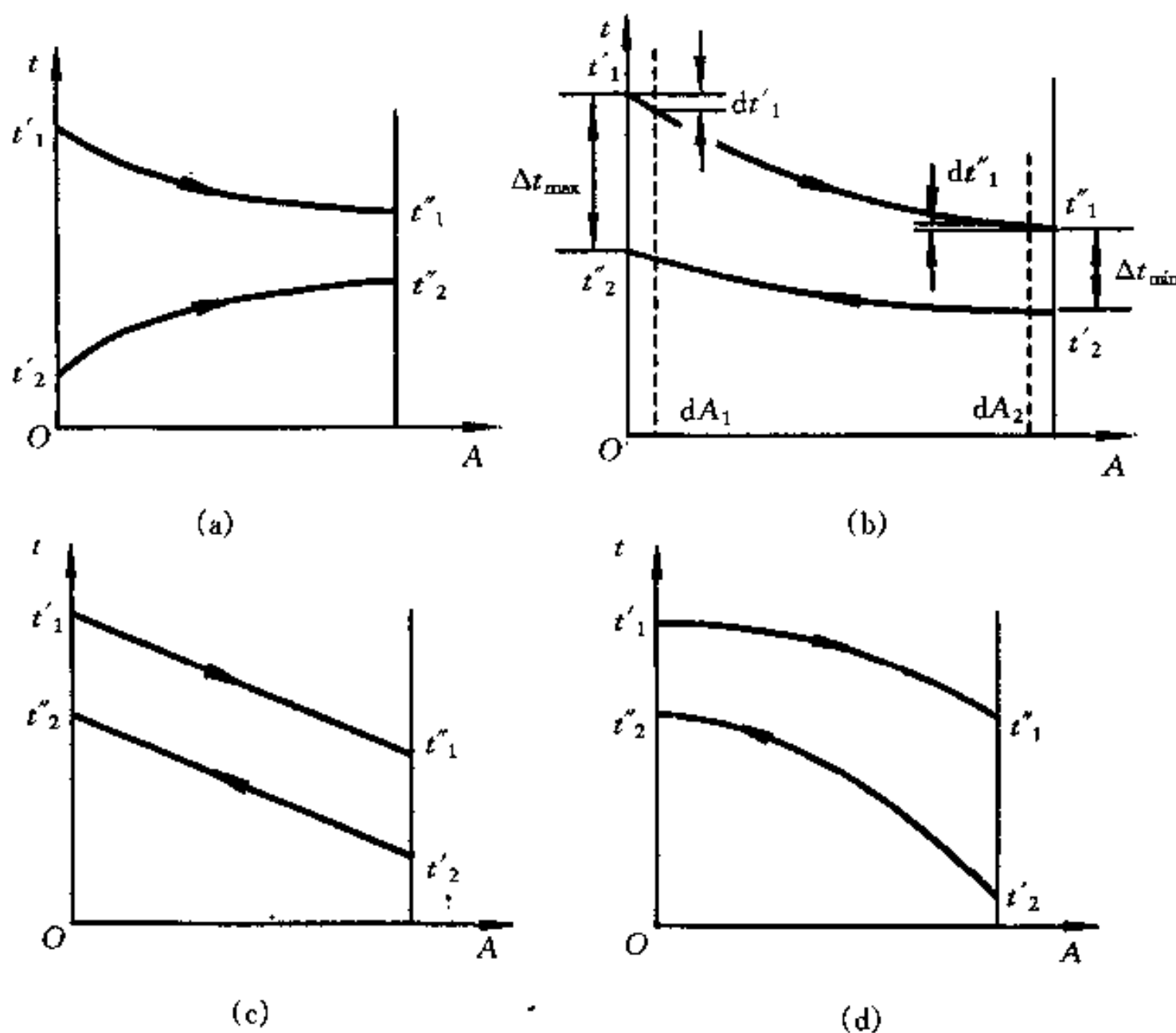


图 9-5 顺流和逆流换热器冷、热流体温度沿程变化曲线

(a) 顺流, $q_{m1}c_1 > q_{m2}c_2$; (b) 逆流, $q_{m1}c_1 < q_{m2}c_2$;

(c) 逆流, $q_{m1}c_1 = q_{m2}c_2$; (d) 逆流, $q_{m1}c_1 > q_{m2}c_2$

对顺流和逆流换热器来说,流体温度沿程变化的曲线如图 9-5 所示。读者可能会问为什么是这种凹向。以图 9-5(b) 逆流且 $q_{m1}c_1 < q_{m2}c_2$ 为例来说明。因为 $\Delta t_{\max} = t'_1 - t''_2$, $\Delta t_{\min} = t''_1 - t'_2$, 设在热流体进口和出口分别取微元面积 dA_1 和 dA_2 , 且令 $dA_1 = dA_2$ 。由传热方程式,进、出口处换热量 $d\Phi_1 = kdA_1\Delta t_{\max}$, $d\Phi_2 = kdA_2\Delta t_{\min}$, 显然, $d\Phi_1 > d\Phi_2$ 。而由热平衡式, $d\Phi_1 = q_{m1}c_1 dt'_1$, $d\Phi_2 = q_{m1}c_1 dt''_1$, 因此有: $dt'_1 > dt''_1$ 。考虑到 dt'_1 和 dt''_1 分别是相同面积

$dA_1 = dA_2 = dA$ 上的温度变化,则显然沿换热面积上,热流体进口处的温度变化率要大于出口处。即如图 9-5(b)所示的凹向分布。同理可分析冷流体的温度分布。由上所述,可以得出如下普遍的结论:在套管换热器中,凡是换热温差 Δt_{\max} 所在的一侧,流体换热比较剧烈,温度梯度比较大。这一结论无论对顺流还是逆流都是适用的。图 9-5 的其他情形都可用上述方法解释。

3. 各种流动型式的比较

(1) 在一定的冷、热流体进出口温度下,逆流的对数平均温差最大,顺流最小,其余流动型式换热器介于其间;

(2) 逆流换热器一般具有较高的对数平均温差,且可以更有效地使热流体冷却或使冷流体加热。如要求某换热器热流体从 120°C 被冷却到 60°C ,而同时要求冷流体由 40°C 被加热到 80°C ,这一工艺要求显然顺流不可能做到,而逆流则可以做到。但逆流的缺点是冷、热流体各自的最高温度位于换热器的同一侧,对换热设备的材料提出了较高要求;

(3) 顺流换热器虽然传热温差较小,但有时却有意布置成顺流,或在高温区布置为顺流,在低温区布置成逆流,以避免冷、热流体的最高温度在同一侧。

9.2.3 换热器的热计算

1. 计算公式及计算类型

公式(9-16)~(9-18)用平均温差法计算换热器的计算式,但由此得出的问题封闭性的原则同样适用于 ϵ -NTU 方法。即无论是校核计算还是设计计算,必须给定 $\Phi, kA, \Delta t_{\text{in}}, q_{m1}c_1, q_{m2}c_2, t'_1, t''_1, t'_2, t''_2$ 9 个未知量中的 5 个。设计计算和校核计算是换热器热计算的两种基本类型,二者最大的差别是已知条件中是否已知 kA 。而从计算步骤上来说,设计计算常常无须迭代计算,但校核计算却常需用迭代算法。迭代收敛的判据是热平衡的偏差小于 5%。

2. 关于换热器热计算的讨论

(1) 两种计算方法的比较: ϵ -NTU 方法在校核计算时也需假定温度以获得 k ,但流体温度假定的正确偏差大小对 k 的影响不大(因为该温度仅影响到计算表面传热系数时确定流体物性的平均温度),而在 LMTD 法中温度的假定直接影响到换热量的大小,而换热量 Φ 对温度显然要敏感得多。从这个意义上说, ϵ -NTU 方法有一定优越性。但 LMTD 法中可以清楚地知道 ψ 值的大小,因而可以方便地评价换热器流体流动型式的优劣。实际应用对采用哪种方法则是行业习惯。一般制冷低温行业采用 ϵ -NTU 法较多,而电厂锅炉行业则较多采用 LMTD 法。

(2) 换热器设计时,往往以最恶劣的工况作为计算的依据,并且考虑到结垢等因素的影响,要对所设计的面积加以放大(安全系数)。考虑到经济性,安全系数并非越大越好。

(3) 所设计的换热器一般要求 $\psi > 0.8$,并且尽量使其不要运行在 ψ 曲线(教材图 9-15-9-18)的较陡范围内。否则,温度的微小变化可能会导致 ψ 在较大范围内变动。

(4) 关于流体速度的选择。一般流速的增加,会导致表面传热系数增大,从而传热系数增加,在换热量不变的情况下换热面积减小。这意味着设备体积缩小,初投资减小。但流速增加的同时往往导致流动阻力的增加,设备的运行费用上升。因此,换热器设计时一定要权衡利弊。同时,还应注意过高的流速往往导致水蚀或振动,而过低的流速会加快积垢。设计时一般

对某种流体有一定的流速范围可供选择,一般对水为 1~3 m/s,对空气为 10~20 m/s。

(5) 关于流体的安排问题。对壳管式换热器而言,一般将结垢严重、腐蚀性强的流体布置在管内,因为对换热器检修时一般换管束的成本要比换壳体成本低。

(6) 计算机辅助设计在换热器热计算中的应用越来越普及,它在方案的比较、筛选、迭代计算等方面显示了其优越性。

(7) 关于污垢热阻。换热器运行一段时间后,换热面上常常会覆盖一层垢层,表现为附加的热阻,称为污垢热阻。在冷、热流体温差不变时,使传热系数减小,从而使换热量减小。而在传热量相同时,必然要求冷、热流体有较高的温差。在设计时可按下式计算传热系数

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_o} + R_o\right) \frac{1}{\eta_o} + R_w + R_i \left(\frac{A_o}{A_i}\right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{A_o}{A_i}\right)} \quad (9-26)$$

其中 R_i 、 R_o 分别为管子内、外的污垢热阻, R_w 为管壁导热热阻。运行时污垢热阻的参考值可参阅教材表 9-1。

9.2.4 传热的强化与削弱

1. 传热的强化

读者在学习这部分内容时,应掌握以下几点:

(1) 传热强化的实质是提高换热设备单位面积(或体积)的传热量,其目的可分别从 $\Phi = kA\Delta t_m$ (传热方程式)的 4 个参数($\Phi, k, A, \Delta t_m$)中固定其中 2 个,改变其中一个对另一个的影响去理解。

(2) 强化传热的原则是分析传热过程的各个环节,抓住其中的主要矛盾即热阻大的一侧进行强化。当传热过程两侧 $A_i h_i \approx A_o h_o$ 且数值都较小时,可对两侧同时强化,如制冷行业中氟里昂卧式冷凝器采用的双侧强化管。

(3) 强化传热主要集中在对流换热过程,其强化的措施常常从减小对流热阻角度能收到显著的效果。对单相换热而言,可以减薄或破坏边界层、或增加流体的扰动;对凝结换热来说,可以减薄或破坏液膜、减小不凝结气体含量、或加速液膜的排泄;从沸腾换热的角度,则可以设法增加汽化核心的数目。

(4) 强化换热的手段主要有主动式和被动式两种。主动式强化技术有外加力场的作用,而被动式则没有。本书所介绍的方法大多是被动式的。

(5) 传热过程的强化改变了串联热阻的分布,使各分热阻的相对地位发生变化,一个很显著的例子便是污垢热阻地位的上升。

(6) 传热强化的同时,往往伴随着流动阻力的增加。

2. 传热的削弱

读者应掌握以下两点:

(1) 传热过程的削弱常常与隔热保温技术联系在一起,掌握了解传热削弱的工程背景是很重要的;

(2) 保温技术常常集中在导热和辐射领域。

9.3 典型题精解

9.3.1 基本概念

本节基本概念主要包括：传热方程式及换热器设计、对数平均温差、换热器中两流体沿程温度变化曲线、强化传热及热阻分析、传热系数实验测定方法等等。

例 9-1 在换热器的流体温度变化图中，冷、热流体中热容量小的流体其温度变化大还是热容量大的流体变化大？为什么？

解 换热器中，热流体放出的热量与冷流体吸收的热量相等，即 $\Phi_1 = \Phi_2$ ，也即 $(q_{m1}c_{p1})(t'_1 - t''_1) = (q_{m2}c_{p2})(t''_2 - t'_2)$ 。设 $q_{m1}c_{p1} < q_{m2}c_{p2}$ ，则 $t'_1 - t''_1 > t''_2 - t'_2$ 。即热容量小的流体温度变化大。

例 9-2 对壳管式换热器来说，两种流体在下列情况下，何种走管内，何种走管外？

- (1) 清洁与不清洁的；(2) 腐蚀性大与小的；
- (3) 温度高与低的；(4) 压力大与小的；
- (5) 流量大与小的；(6) 粘度大与小的。

解 (1) 不清洁流体应在管内，因为壳侧清洗比较困难，而管内可定期折开端盖清洗；

(2) 腐蚀性大的流体走管内，因为更换管束的代价比更换壳体要低，且如将腐蚀性强的流体置于壳侧，被腐蚀的不仅是壳体，还有管子；

(3) 温度低的流体置于壳侧，这样可以减小换热器散热损失；

(4) 压力大的流体置于管内，因为管侧耐压高，且低压流体置于壳侧时有利于减小阻力损失；

(5) 流量大的流体放在管外，横向冲刷管束可使表面传热系数增加；

(6) 粘度大的流体放在管外，可使管外侧表面传热系数增加。

例 9-3 在火力发电厂的高压加热器中，从汽轮机抽出来的过热蒸汽用来加热给水，过热蒸汽在加热器中先被冷却到相应的饱和温度，然后冷凝成水，最后被冷却成过冷水。试绘出冷、热流体的温度沿换热面变化曲线，并讨论在这种情况下如何计算对数平均温差。

解 图 9-6 以顺流换热器为例，示出了冷、热流体温度沿换热面变化的曲线示意图。其对数平均温差可按图中所分三段进行分段计算，其中各点温度可由热平衡方程式和传热方程式确定。

例 9-4 在图 9-7(a)、(b) 中所示的两个逆流换热器冷、热流体温度沿换热面变化曲线有无可能实现？如有可能，各需满足什么条件？

解 (a) 由热平衡： $\Phi = q_{m1}c_{p1}(t'_1 - t''_1) = q_{m2}c_{p2}(t''_2 - t'_2)$ ，图中左侧冷、热流体温差大于右侧，即 $t''_1 - t'_2 > t'_1 - t''_2$ ，同时温度变化曲线较陡，因此可能实现。其应满足的条件是： $q_{m1}c_{p1} > q_{m2}c_{p2}$ 。

(b) 理由同上，该两流体温度沿程变化曲线也能

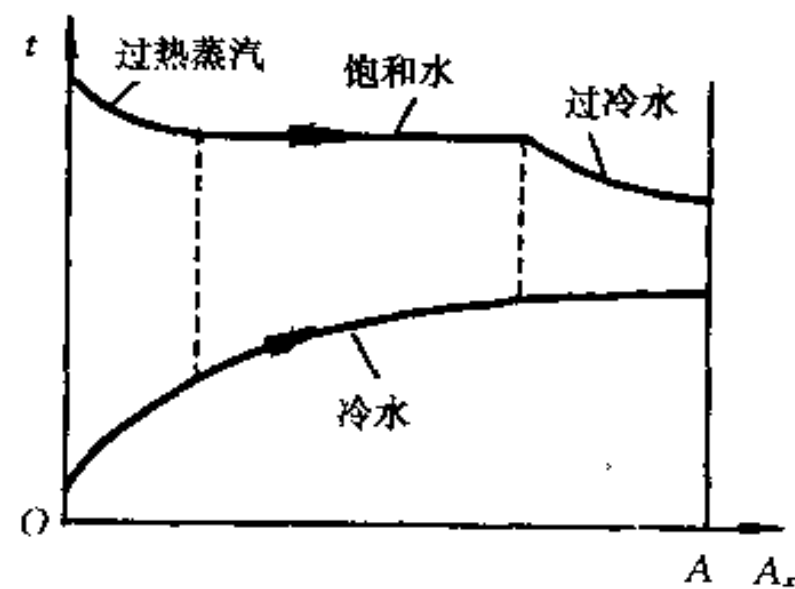


图 9-6 例 9-3 示意图

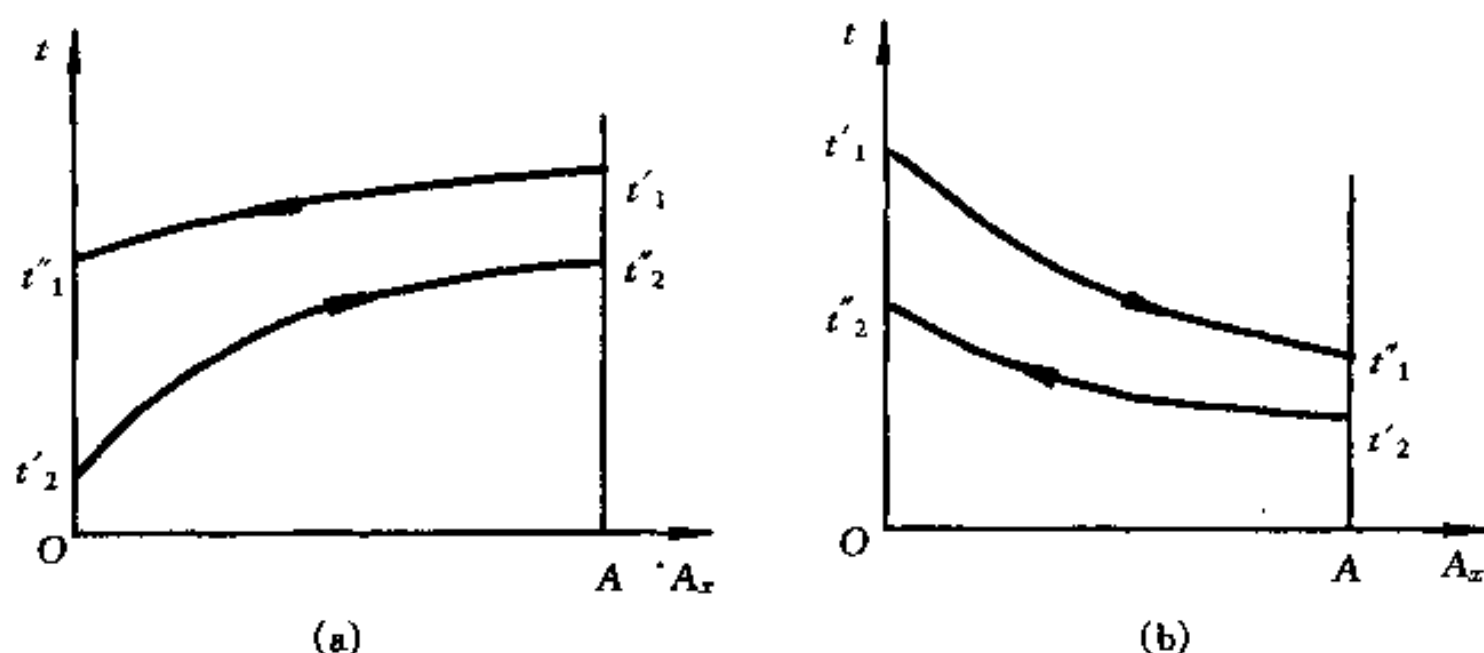


图 9-7 例 9-4 示意图

实现,条件是 $q_{m1}c_{p1} < q_{m2}c_{p2}$ 。

例 9-5 为强化一台冷油器的传热,有人用提高冷却水流速的办法,但发现效果并不显著。试分析原因。

解 冷油器中由于油的粘度较大,对流换热表面传热系数较小,占整个传热过程中热阻的主要部分,而冷却水的对流换热热阻较小,不占主导地位,因而用提高水速的方法,只能减小不占主导地位的水侧热阻,故效果不显著。

例 9-6 热水在两根相同的管内以相同流速流动,管外分别采用空气和水进行冷却。经过一段时间后,两管内产生相同厚度的水垢。试问水垢的产生对采用空冷还是水冷的管道的传热系数影响较大?为什么?

解 采用水冷时,管道内外均为换热较强的水,两侧流体的换热热阻较小,因而水垢的产生在总热阻中所占的比例较大。而空气冷却时,气侧热阻较大,这时,水垢的产生对总热阻影响不大。故水垢产生对采用水冷的管道的传热系数影响较大。

例 9-7 有一台钢管换热器,热水在管内流动,空气在管束间作多次折流横向冲刷管束以冷却管内热水。有人提出,为提高冷却效果,采用管外加装肋片并将钢管换成铜管。请你评价这一方案的合理性。

解 该换热器管内为水的对流换热,管外为空气的对流换热,主要热阻在管外空气侧,因而在管外加装肋片可强化传热。注意到钢的导热系数虽然小于铜的,但该换热器中管壁导热热阻不是传热过程的主要热阻,因而无需将钢管换成铜管。

例 9-8 试简要说明在威尔逊图解法中,如何用实验方法确定某换热器的传热系数 k ?

解 由热平衡方程式

$$\Phi = q_{m1}c_{p1}(t'_1 - t''_1) = q_{m2}c_{p2}(t''_2 - t'_2)$$

而由传热方程式:

$$\Phi = kA\Delta t_m$$

故 $k = \Phi / (A\Delta t_m)$ 。

因而测定 k 需要测定如下量:

- (1) 几何参数如管径 d , 管长 l , 管子根数 n 。以便确定 A ;
- (2) 冷、热流体质量流量 q_{m1}, q_{m2} , 冷、热流体温度 t'_1, t''_1, t'_2, t''_2 , 以便确定热量 Φ ;

(3) 换热器型式,以便按 $\Delta t_m = \psi \Delta t_{m,ctf}$ 确定对数平均温差。

要求热平衡偏差 $< 5\%$, 所测数据有效。

9.3.2 定量计算

本节定量计算主要包括:复合换热及传热过程、热阻分析、换热器设计计算、换热器校核计算、串并联换热器热计算。

例 9-9 一顶部面积为 400m^2 , 顶面涂有白漆(白漆对太阳的吸收比为 0.15)的冷藏船在阳光照射的海面上行驶。海风温度为 25°C , 海风吹过顶面时的表面传热系数为 $20\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。太空有效温度为 -30°C , 顶面平均温度为 15°C , 太阳光与冷藏面顶面法线夹角为 30° 。太阳对冷藏库顶面的投入辐射为 $1\,000\text{W}/\text{m}^2$ 。试求该冷藏船每小时的冷损量。

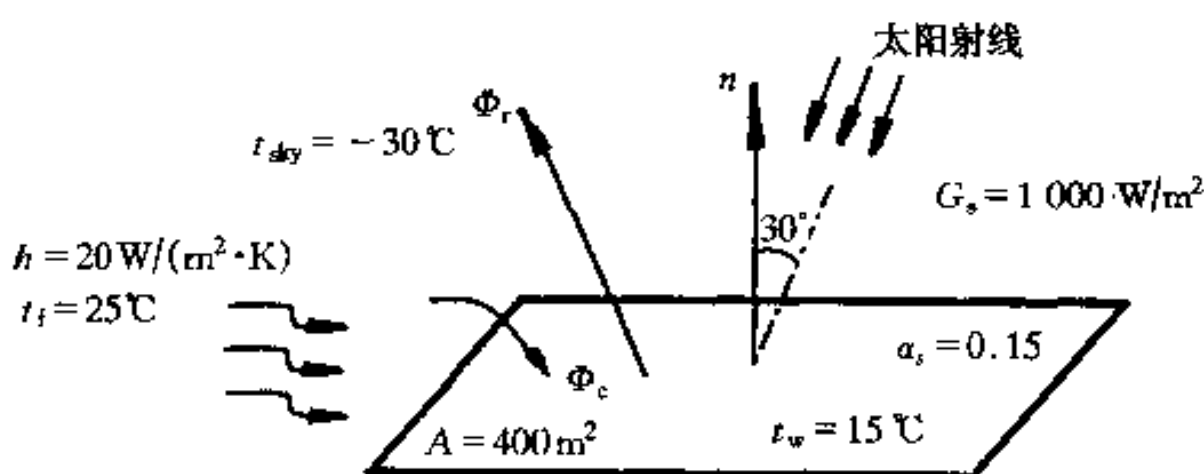


图 9-8 例 9-9 示意图

本题属对流换热和辐射换热的复合换热问题。如图 9-8, 以冷库顶面为研究对象, 其冷损失为:

$$\Phi = \Phi_c + \Phi_s - \Phi_r$$

其中 Φ_c 为对流换热量, Φ_s 为吸收太阳能的热量, Φ_r 为向太空的辐射散热。白漆的发射率 $\epsilon_s = 0.94$ 。(由教材表 7-2 查取)

$$\begin{aligned} \Phi_c &= hA(t_f - t_w) \\ &= 20 \times 400 \times (25 - 15) = 80\,000 \text{ W} \\ \Phi_s &= \alpha_s A G_s \cos\phi \\ &= 0.15 \times 400 \times 1\,000 \times \cos 30^\circ = 51\,962 \text{ W} \\ \Phi_r &= \epsilon_s \sigma A (T_w^4 - T_{sky}^4) \\ &= 0.94 \times 5.67 \times 10^{-8} \times 400 \times [(273 + 15)^4 - (273 - 30)^4] \\ &= 72\,334 \text{ W} \end{aligned}$$

$$\text{故 } \Phi = \Phi_c + \Phi_s - \Phi_r = 80\,000 + 51\,962 - 72\,334 = 59\,628 \text{ W}$$

每小时的冷损:

$$Q = \Phi \times 3\,600 = 59\,628 \times 3\,600 = 1.789 \times 10^8 \text{ J}$$

例 9-10 用直径 15mm 的不锈钢管做水平管外自然对流换热实验。在不锈钢管两端通电加热, 其电阻为 $5\Omega/\text{m}$ 。为使钢管表面温度不超过 300°C , 有下列两种实验方案:

- (1) 不锈钢管被置于 20°C 的静止空气中, 环境温度亦为 20°C ;
- (2) 不锈钢管被置于 20°C 的静止高压水中, 水的饱和温度超过 300°C 。

试确定上述两种情况下不锈钢管所允许的最大电流。不锈钢管表面按氧化后的钢表面处理。

解 当不锈钢管被置于空气中时,管的散热除自然对流外,还有与环境的辐射换热;当不锈钢管被置于水中的,只有自然对流散热。

(1) 置于空气中时,单位管长散热量: $\Phi_l = \Phi_{cl} + \Phi_{rl}$

$$\Phi_{rl} = \epsilon\sigma(T_w^4 - T_\infty^4)\pi d$$

其中 ϵ 为氧化后的钢表面发射率,由教材表 7-2, $\epsilon = 0.8$

$$\begin{aligned} \text{所以 } \Phi_{rl} &= 0.8 \times 5.67 \times 10^{-8} \times [(300 + 273)^4 - (20 + 273)^4] \pi \times 0.015 \\ &= 214.7 \text{ W/m} \end{aligned}$$

$$\text{由定性温度 } t_m = \frac{1}{2}(t_w + t_\infty) = \frac{1}{2} \times (300 + 20) = 160 \text{ } ^\circ\text{C}$$

空气物性: $\lambda = 0.0364 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$

$$\nu = 30.09 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0.682$$

$$Gr = \frac{g\alpha\Delta t d^3}{\nu^2} = \frac{9.8 \times (300 - 20) \times 0.015^3}{(160 + 273) \times (30.09 \times 10^{-6})^2} = 23\ 622.5$$

由教材表 5-12,有:

$$Nu = 0.48(GrPr)^{\frac{1}{4}} = 0.48 \times (23\ 622.5 \times 0.682)^{\frac{1}{4}} = 5.41$$

$$h_c = \frac{Nu\lambda}{d} = \frac{5.41 \times 0.0364}{0.015} = 13.13 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$\begin{aligned} \text{所以 } \Phi_{cl} &= h_c \pi d (t_w - t_\infty) = 13.13 \pi \times 0.015 \times (300 - 20) \\ &= 173.25 \text{ W/m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Phi_l &= \Phi_{rl} + \Phi_{cl} \\ &= 214.7 + 173.25 = 414.95 \text{ W/m} \end{aligned}$$

而热量由电加热提供,故

$$\Phi_l = I^2 R$$

所以在空气中的最大允许电流

$$I_{\max} = \sqrt{\frac{\Phi_l}{R}} = \sqrt{\frac{414.95}{5}} = 9.11 \text{ A}$$

(2) 当置于高压水中时,由于只有自然对流换热,

$$\Phi_l = \Phi_{cl}$$

此时 $t_m = 160^\circ\text{C}$,水的物性参数

$$Pr = 1.10,$$

$$\nu = 0.191 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda = 0.683 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$$

$$\alpha = 10.87 \times 10^{-4} \text{ 1/K}$$

$$\begin{aligned} Gr &= \frac{g\alpha\Delta t d^3}{\nu^2} = \frac{9.8 \times 10.87 \times 10^{-4} \times (300 - 20) \times 0.015^3}{(0.191 \times 10^{-6})^2} \\ &= 2.76 \times 10^8 \end{aligned}$$

由教材表 5-12, $Nu = 0.48(Gr Pr)^{\frac{1}{4}}$

$$= 0.48 \times (2.76 \times 10^8 \times 1.1)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 63.36$$

$$h_c = \frac{Nu \lambda}{d} = \frac{63.36 \times 0.683}{0.015} = 2885 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$\Phi_l = h_c \pi d (t_w - t_\infty)$$

$$= 2885 \pi \times 0.015 \times (300 - 20) = 38067 \text{ W/m}$$

故在水中的最大电流:

$$I_{\max} = \sqrt{\frac{\Phi_l}{R}} = \sqrt{\frac{38067}{5}} = 87.3 \text{ A}$$

注意:(1) 虽然在水中无辐射换热,但由于水的对流换热远强于空气,故允许电流是空气中的将近 10 倍;

(2) 从空气中的计算结果可以看出,常温下自然对流与辐射换热处于同一数量级,且辐射换热量比自然对流换热量还高;

(3) 水的体积膨胀系数 α 按查表获得,但空气的 α 可用理想气体状态方程获得;

(4) 本题已知水的饱和温度高于 300°C ,是为了确保当不锈钢表面温度达到 300°C 时,不会发生沸腾换热,而只有自然对流。

例 9-11 一根高温管道穿过室温为 20°C 的房间,管道外径为 90mm ,外包两层绝热材料。第一层为厚 90mm 的 B 级硅藻土制品,第二层为厚 30mm 的煤粉灰泡沫砖,外面再用很薄的石棉纸包裹。设石棉纸外壁温度为 60°C ,试求:

(1) 管子外表面温度及两层绝热材料的界面温度;

(2) 两层绝热材料的最高温度是否在其允许的范围以内。

已知 B 级硅藻土制品材料最高允许温度为 900°C ,其导热系数随温度的变化关系: $\{\bar{\lambda}\}_{\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})} = 0.0477 + 0.0002\{t\}_{\text{C}}$;粉煤灰泡沫砖材料的最高允许温度为 300°C ,其导热系数随温度的变化关系: $\{\bar{\lambda}\}_{\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})} = 0.099 + 0.0002\{t\}_{\text{C}}$ 。

解 本题属自然对流和辐射换热的复合换热问题,先由管道绝缘层外表面温度和空气及环境温度确定散热量,然后按稳态导热公式确定界面温度。

(1) 先确定单位管长的散热量。

$$\Phi_l = \Phi_{cl} + \Phi_{rl}$$

由定性温度 $t_m = \frac{1}{2}(t_w + t_\infty) = \frac{1}{2} \times (60 + 20) = 40^\circ\text{C}$

空气物性参数: $\lambda = 0.0276 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

$$Pr = 0.699$$

$$\nu = 16.96 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Gr = \frac{g\alpha\Delta t d_o^3}{\nu^2} = \frac{9.8 \times (60 - 20) \times (0.09 + 2 \times 0.09 + 2 \times 0.03)^3}{(273 + 40) \times (16.96 \times 10^{-6})^2}$$

$$= 1.5647 \times 10^8$$

由教材表 5-12,有:

$$Nu = 0.48(Gr Pr)^{\frac{1}{4}} = 0.48 \times (1.5647 \times 10^8 \times 0.699)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 49.09$$

$$h_c = \frac{Nu \lambda}{d_o} = \frac{49.09 \times 0.0276}{0.33} = 4.105 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$\Phi_{cl} = h_c \pi d_o (t_w - t_\infty)$$

$$= 4.105 \pi \times 0.33 \times (60 - 20) = 170.25 \text{ W}/\text{m}$$

而由教材表 7-2, 石棉纸的发射率 $\varepsilon = 0.94$

$$\Phi_{rl} = \varepsilon \sigma (T_w^4 - T_\infty^4) \pi d_o$$

$$= 0.94 \times 5.67 \times 10^{-8} \times [(273 + 60)^4 - (273 + 20)^4] \pi \times 0.33$$

$$= 272.2 \text{ W}/\text{m}$$

$$\Phi_l = \Phi_{cl} + \Phi_{rl} = 170.25 + 272.2 = 442.45 \text{ W}/\text{m}$$

先确定两层绝热层界面温度, 由于其导热系数取决于平均温度, 故需先假定界面温度, 然后校核。

$$\text{设界面温度为 } t_{B1} = 180^\circ\text{C}, \text{ 则 } \{t\} = \frac{180 + 60}{2} = 120^\circ\text{C}$$

$$\bar{\lambda}_1 = 0.099 + 0.0002 \times 120 = 0.123 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

$$\text{由 } \Phi_l = \frac{2\pi\bar{\lambda}_1\Delta t}{\ln(d_o/d_i)}$$

$$\begin{aligned} \text{得 } \Delta t_1 &= \frac{\Phi_l \ln(d_o/d_i)}{2\pi\bar{\lambda}_1} \\ &= \frac{442.45 \times \ln(330/270)}{2\pi \times 0.123} \\ &= 114.88^\circ\text{C} \end{aligned}$$

故界面温度

$$t'_{B1} = 114.88 + 60 = 174.88^\circ\text{C}$$

与假定值相差 5.12°C 。重新假定 $t_{B1} = 175^\circ\text{C}$, 重复上述计算, 得 $t'_{B1} = 175.35^\circ\text{C}$ 。故可认为

$$t_{B1} \approx 175.35^\circ\text{C}$$

再确定管子外表面温度 t_{B2} 。

$$\text{设 } t_{B2} = 900^\circ\text{C}, \text{ 则 } \{t\} = \frac{1}{2}(900 + 175.35) = 537.7^\circ\text{C}$$

$$\bar{\lambda}_2 = 0.0477 + 0.0002 \times 537.7 = 0.15524 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

$$\text{由 } \Phi_l = \frac{2\pi\bar{\lambda}_2\Delta t}{\ln(d_1/d_i)} \text{ 得}$$

$$\begin{aligned} \Delta t_2 &= \frac{\Phi_l \ln(d_1/d_i)}{2\pi\bar{\lambda}_2} \\ &= \frac{442.45 \times \ln(270/90)}{2\pi \times 0.15524} \\ &= 498.34^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$t'_{B2} = 498.34 + 175.35 = 673.7^\circ\text{C}$$

与假定值相差 226°C 。重新假定, 直至两次计算结果相差很小, 得 $t_{B2} = 733.5^\circ\text{C}$ 。

(2) 由于 B 级硅藻土的最高耐温为 900°C , 粉煤灰泡沫砖的最高耐温为 300°C , 而两种绝

热材料的最高温度分别为 733.5℃ 和 175.35℃, 所以没有超过允许的最高温度。

例 9-12 某厂由于生产需要, 将冷却水以 $20 \times 10^3 \sim 25 \times 10^3 \text{ kg/h}$ 的质量流量向距离 3km 的车间供应, 供水管道外直径为 160mm。为防止冬天水在管道内结冰, 在管道外包裹导热系数 $\lambda = 0.12 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 的沥青蛭石管壳。保温层外表面的复合换热表面传热系数 $h_o = 35 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ 。该厂室外空气温度达 -15°C , 此时水泵的出口水的温度为 4°C 。试确定为使冷却水不结冰的最小保温层厚度。忽略管壁热阻及管内水的对流换热热阻。

解 本题属导热和复合换热的热阻分析问题。先由管内水确定换热量, 然后按热阻条件确定绝热层厚度, 最小绝热层厚度发生在管道出口水温降至 0°C 的时刻, 且此时水的质量流量最低 ($20 \times 10^3 \text{ kg/h}$)。

水由 4°C 降至冰点时的放热量:

$$\Phi = q_m c_p (t'' - t')$$

$$\text{定性温度 } t_f = \frac{1}{2}(t' + t'') = \frac{1}{2} \times (0 + 4) = 2^\circ\text{C}$$

对应水的比定压热容

$$c_p = 4.208 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

$$\Phi = \frac{20 \times 10^3}{3600} \times 4208 \times (4 - 0) = 93511 \text{ W}$$

考虑到忽略管壁热阻及管内对流热阻, 因而保温层内壁温度近似为水的平均温度, 即 $t_{wi} = 2^\circ\text{C}$ 。

从保温层内壁温 t_{wi} 到外部空气温度 $t_f = -15^\circ\text{C}$, 中间有保温层的导热热阻及空气侧复合换热热阻, 即:

$$\Phi = \frac{t_{wi} - t_f}{\frac{1}{h_o \pi d_o l} + \frac{1}{2\pi \lambda l} \ln \frac{d_o}{d_i}}$$

而 $d_o = d_i + 2\delta$, δ 为保温层厚度。

$$\text{即: } \frac{2 - (-15)}{\frac{1}{35\pi \times (0.16 + 2\delta) \times 3000} + \frac{1}{2\pi \times 0.12 \times 3000} \ln \left(\frac{0.16 + 2\delta}{0.16} \right)} = 93511$$

利用迭代法(试凑法)求得

$$\delta = 0.0372 \text{ m} = 37.2 \text{ mm}$$

例 9-13 野外工作者常用纸制容器烧水。设厚为 0.2 mm 的纸的导热系数为 $0.9 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, 水在大气压力下沸腾, 水侧沸腾换热表面传热系数为 $2400 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ 。容器用 1100°C 的火焰加热, 火焰与纸面的表面传热系数为 $95 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ 。若纸的耐火温度为 200°C 。试证明该纸质容器能耐火。

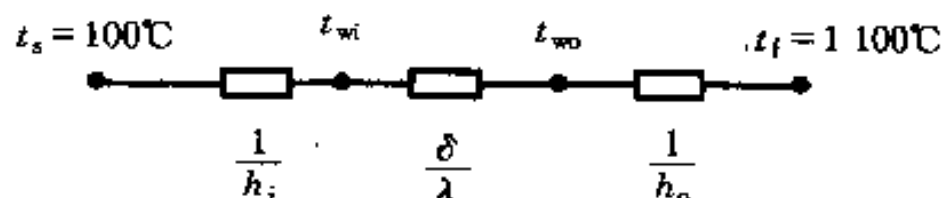


图 9-9 例 9-13 示意图

解 本题属无限大平板的传热过程热阻分析问题。从沸腾水(饱和温度 $t_s = 100^\circ\text{C}$)到火焰($t_f = 1100^\circ\text{C}$)经历三个热阻,即火焰侧对流热阻,纸的导热热阻,水侧的对流热阻。如图9-9所示。只要证明火焰侧纸的表面温度 t_{wo} 不超过纸的耐火温度即可。由串联热阻的性质

$$\frac{\frac{1}{h_o}}{\frac{1}{h_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_o}} = \frac{t_{wo} - t_f}{t_s - t_f}$$

所以

$$\begin{aligned} t_{wo} &= \frac{1/h_o}{\frac{1}{h_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_o}} \times (t_s - t_f) + t_f \\ &= \frac{1/95}{\frac{1}{2400} + \frac{0.2 \times 10^{-3}}{0.9} + \frac{1}{95}} \times (100 - 1100) + 1100 \\ &= 157.2 \text{ } ^\circ\text{C} < 200 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

因此,该纸质容器能耐火。

例9-14 一种工业流体在顺流换热器中被油从 300°C 冷却到 140°C ,而此时油的进、出口温度分别为 44°C 和 124°C 。试确定:

- (1) 在传热面积足够大的情况下,该流体在顺流换热器中所能冷却到的最低温度;
- (2) 传热面积足够大时,该流体在逆流换热器中所能冷却到的最低温度;
- (3) 在相同的流体进口、出口温度下顺流和逆流换热器传热面积之比。假定两种情形的传热系数和传热量均相同。

解 由热平衡方程 $q_{m1}c_{p1}(t'_1 - t''_1) = q_{m2}c_{p2}(t''_2 - t'_2)$ 可得两种流体的热容之比:

$$\frac{q_{m1}c_{p1}}{q_{m2}c_{p2}} = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t''_1} = \frac{124 - 44}{300 - 140} = \frac{1}{2}$$

(1) 顺流换热器中,当冷、热流体出口温度相同时,即 $t''_2 = t''_1 = t_m$ 时,即为热流体的最低温度,显然此时:

$$\frac{t_m - 44}{300 - t_m} = \frac{1}{2}$$

所以

$$t_m = 129.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(2) 当传热面积足够大时,逆流换热器中热流体出口温度将与冷流体进口温度相同,即 $t''_1 = t'_2 = 44^\circ\text{C}$,

由
$$\frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t''_1} = \frac{t''_2 - 44}{300 - 44} = \frac{1}{2}$$

得此时冷流体出口温度 $t''_2 = 172^\circ\text{C}$ 。

(3) 流体进出口温度相同时,顺流对数平均温差

$$\Delta t_{m,顺} = \frac{(300 - 44) - (140 - 124)}{\ln \frac{300 - 44}{140 - 124}} = 86.56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

逆流对数平均温差:

$$\Delta t_{m,逆} = \frac{(300 - 124) - (140 - 44)}{\ln \frac{300 - 124}{140 - 44}} = 131.98 \text{ } ^\circ\text{C}$$

当冷、热流体进出口温差相同时,换热器传热系数和传热量均相同时,由 $\Phi = k\Lambda\Delta t_m$, 顺、逆流换热器面积之比:

$$\frac{A_{顺}}{A_{逆}} = \frac{(\Phi/k\Delta t_m)_{顺}}{(\Phi/k\Delta t_m)_{逆}} = \frac{\Delta t_{m,逆}}{\Delta t_{m,顺}} = \frac{131.98}{86.56} = 1.525$$

例 9 - 15 用进口温度为 12°C 、质量流量为 $18 \times 10^3 \text{kg/h}$ 的水冷却从分馏器中得到的 80°C 的饱和苯蒸气。使用顺流换热器,冷凝段和过冷段的传热系数均为 $980 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。已知苯的汽化潜热为 $395 \times 10^3 \text{J/kg}$,比热容为 $1758 \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。试确定将质量流量为 3600kg/h 的苯蒸气凝结并过冷到 40°C 所需的换热面积。

解 本题属换热器设计计算问题,因为苯蒸气侧既有有相变的换热,又有单相流动,故需对冷凝段和过冷段分段计算。

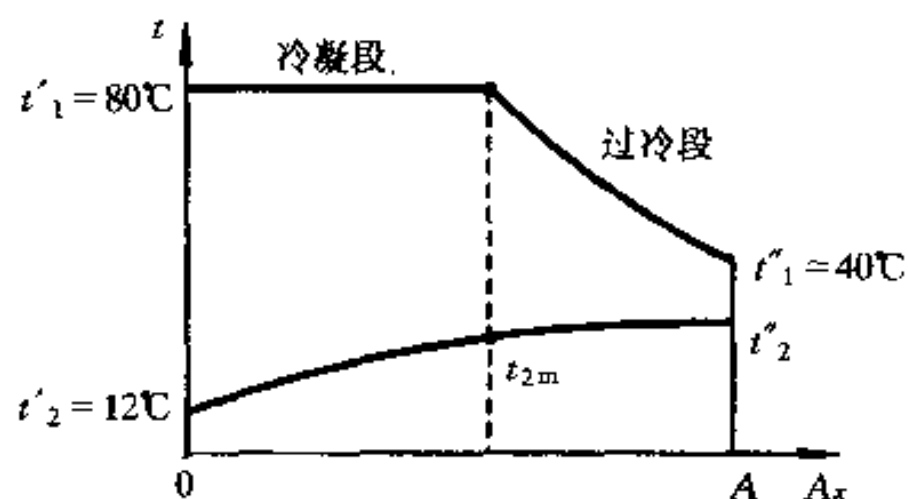


图 9 - 10 例 9 - 15 示意图

先计算总传热量:

冷凝段: $\Phi_1 = q_{m1}r = 3.6 \times 10^3 / (3600 \times 395 \times 10^3) = 3.95 \times 10^5 \text{ W}$

过冷段: $\Phi_2 = q_{m1}c_{p1}(t'_1 - t''_1) = \frac{3.6 \times 10^3}{3600} \times 1758 \times (80 - 40) = 70320 \text{ W}$

取水的比定压热容: $c_{p2} = 4183 \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

由冷凝段热平衡,有

$$\Phi_1 = q_{m2}c_{p2}(t_{2m} - t'_2)$$

所以

$$\begin{aligned} t_{2m} &= t'_2 + \frac{\Phi_1}{q_{m2}c_{p2}} \\ &= 12 + \frac{3.95 \times 10^5}{\frac{18 \times 10^3}{3600} \times 4183} = 30.9 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

冷凝段对数平均温差

$$\Delta t_{m1} = \frac{(80 - 12) - (80 - 30.9)}{\ln \frac{80 - 12}{80 - 30.9}} = 58 \text{ } ^\circ\text{C}$$

冷凝段换热面积 $A_1 = \frac{\Phi_1}{k\Delta t_{m1}} = \frac{3.95 \times 10^5}{980 \times 58} = 6.95 \text{ m}^2$

由过冷段热平衡

$$\Phi_2 = q_{m2}c_{p2}(t''_2 - t_{2m})$$

得

$$t''_2 = t_{2m} + \frac{\Phi_2}{q_{m2}c_{p2}}$$

$$= 30.9 + \frac{70\,320}{\frac{18 \times 10^3}{3\,600} \times 4\,183} = 34.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{m2} = \frac{(80 - 30.9) - (40 - 34.3)}{\ln \frac{80 - 30.9}{40 - 34.3}} = 20.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

故过冷段换热面积

$$A_2 = \frac{\Phi_2}{k \Delta t_{m2}} = \frac{70\,320}{980 \times 20.2} = 3.55 \text{ } \text{m}^2$$

该顺流换热器总换热面积为

$$A = A_1 + A_2 = 6.95 + 3.55 = 10.5 \text{ } \text{m}^2$$

注:(1) 读者可以计算当按逆流布置时的换热面积,并将计算结果与顺流相比较;

(2) 题中取水的比定压热容为 $c_{p2} = 4\,183 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,严格地讲,在 t_{2m} 及 t''_2 未知时, c_{p2} 未知,因此应该采用迭代方法。考虑到水在 $12^\circ\text{C} \sim 34.3^\circ\text{C}$ 之间变化时,比定压热容 c_{p2} 的变化很小,因而可近似取 $c_{p2} = 4\,183 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

例 9-16 压力为 $1.5 \times 10^5 \text{ Pa}$ 的无油饱和水蒸气在卧式冷凝器的壳侧凝结,经过处理的循环水在外径为 20 mm ,壁厚为 1 mm 的黄铜管内流过,流速为 1.4 m/s ,其温度由进口处的 56°C 升高到出口处的 94°C 。黄铜管成叉排布置,在每一竖直排上平均布置 9 根。冷却水在管内的流动为两个流程,管内已积水垢,传热量为 $\Phi = 1.2 \times 10^7 \text{ W}$ 。试确定所需的管长、管子根数及冷却水量。

解 本题属壳管式换热器的设计计算问题。要确定传热面积,需先确定传热系数 k ,因而必须先确定管内、外侧流体的表面传热系数 h_i 和 h_o 。可以利用 LMTD 方法和 $\epsilon - \text{NTU}$ 方法求解。

(1) LMTD 方法:

由冷却水的平均温度: $t_{m2} = \frac{1}{2}(t'_2 + t''_2) = \frac{1}{2} \times (94 + 56) = 75^\circ\text{C}$ 得水的物性参数: $\rho_2 = 974.8 \text{ kg}/\text{m}^3$, $\nu_2 = 0.39 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $\lambda_2 = 67.1 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $c_{p2} = 4\,191 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, $Pr_2 = 2.38$,

由热平衡方程得冷却水量

$$q_{m2} = \frac{\Phi}{c_{p2}(t''_2 - t'_2)} = \frac{1.2 \times 10^7}{4\,191 \times (94 - 56)} = 75.35 \text{ } \text{kg/s}$$

而由 $q_{m2} = n \frac{\pi}{4} d_i^2 \rho_2 u_2$

$$\text{得 } n = \frac{q_{m2}}{\rho_2 u_2 \frac{\pi}{4} d_i^2} = \frac{75.35}{\frac{\pi}{4} \times 0.018^2 \times 1.4 \times 974.8} \approx 217 \text{ } \text{根}$$

考虑到管内水走两程,故总管子根数

$$N = 2n = 2 \times 217 = 434 \text{ } \text{根}$$

$p_s = 1.5 \times 10^5 \text{ Pa}$ 的水蒸气的饱和温度 $t_s = 111.3^\circ\text{C}$,由于一侧流体发生相变,故对数平均温差

$$\Delta t_m = \frac{(111.3 - 56) - (111.3 - 94)}{\ln \frac{111.3 - 56}{111.3 - 94}} = 32.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

求管内水侧表面传热系数 h_i

$$\begin{aligned} Re_2 &= \frac{u_2 d_i}{\nu_2} = \frac{1.4 \times 0.018}{0.39 \times 10^{-6}} = 6.46 \times 10^4, \text{湍流} \\ Nu_2 &= 0.023 Re_2^{0.8} Pr_2^{0.4} \\ &= 0.023 \times (6.46 \times 10^4)^{0.8} \times (2.38)^{0.4} = 229.4 \\ h_i &= \frac{\lambda_2 Nu_2}{d_i} = \frac{67.1 \times 10^{-2} \times 229.4}{0.018} = 8551.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

暂不考虑管长修正,大温差修正,弯管修正,然后进行校核。

求管外蒸汽凝结表面传热系数 h_o 。

由于壁温 t_w 未知,面求凝结表面传热系数需要知道壁温。为此先假定 $t_w = 105^\circ\text{C}$, 则平均温度 $t_{ml} = \frac{111.3 + 105}{2} = 108.2^\circ\text{C}$, 对应凝结水的物性: $\lambda_l = 68.46 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $\eta_l = 263.47 \times 10^{-6} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$, $\rho_l = 952.41 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。 $t_s = 111.3^\circ\text{C}$ 时, $r = 2226.6 \text{ kJ}/\text{kg}$ 。故水平管束外的凝结换热表面传热系数:

$$\begin{aligned} h_o &= 0.729 \left[\frac{g r \rho_l^2 \lambda_l^3}{\eta_l m' d (t_s - t_w)} \right]^{\frac{1}{4}} \\ &= 0.729 \left[\frac{9.81 \times 2226.6 \times 10^3 \times 952.41^2 \times (68.46 \times 10^{-2})^3}{263.47 \times 10^{-6} \times 9 \times 0.02 \times (111.3 - 105)} \right]^{\frac{1}{4}} \\ &= 8804 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

根据教材表 9-1, 选取污垢热阻:

$$\text{水侧: } R_{fi} = 0.0002 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W}$$

$$\text{蒸气侧: } R_{fo} = 0.0001 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W}$$

$$\text{管壁热阻: } R_w = \frac{d_o}{2\lambda_{cu}} \ln \frac{d_o}{d_i} = \frac{0.02}{2 \times 131} \ln \frac{20}{18} = 8 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}, \text{所以总传热系数 } k_o,$$

$$\begin{aligned} k_o &= \frac{1}{\frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + R_{fi} \frac{d_o}{d_i} + R_{fo} + \frac{1}{h_o} + R_w} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{8551.5} \times \frac{20}{18} + 0.0002 \times \frac{20}{18} + 0.0001 + \frac{1}{8804} + 8 \times 10^{-6}} \\ &= 1743 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

$$\text{故热流密度 } q_o = k_o \Delta t_m = 1743 \times 32.7 = 5.699 \times 10^4 \text{ W}/\text{m}^2$$

计算热平衡偏差检验假设 t_w 的合理性

$$\text{由管外侧牛顿冷却公式 } q'_o = h_o (t_s - t_w) = 8804 \times (111.3 - 105) = 5.547 \times 10^4 \text{ W}/\text{m}^2$$

热平衡偏差

$$\Delta = \left| \frac{q_o - q'_o}{\frac{q_o + q'_o}{2}} \right| \times 100\% = \frac{(5.699 - 5.547) \times 10^4}{\frac{(5.699 + 5.547) \times 10^4}{2}} \times 100\% = 2.7\% < 5\%$$

热平衡偏差 $<5\%$,故可认为假定壁温是正确的。

由传热方程式:

$$\Phi = k_o A \Delta t_m = k_o \Delta t_m \pi d_o N l$$

得换热器管长

$$\begin{aligned} l &= \frac{\Phi}{k_o \Delta t_m \pi d_o N} \\ &= \frac{1.2 \times 10^7}{1743 \times 32.7 \pi \times 0.02 \times 434} \\ &= 7.72 \text{ m} \end{aligned}$$

经验证,该换热器 $l/d = \frac{7.72}{0.02} = 386 > 60$, $c_l = 1$,

$$t_w - t_h = 105 - 75 = 30^\circ\text{C}, c_t = 1$$

故可以忽略管长和温差修正。

(2) ϵ -NTU 方法

用 ϵ -NTU 法时,冷却水流量与管子根数与 LMTD 法一样,即 $q_{m2} = 75.35 \text{ kg/s}$, $N = 434$ 。传热系数 k 亦为 $1743 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

$$(q_{mc_p})_{\min} = q_{m2} c_{p2} = 75.35 \times 4191 = 315791.85 \text{ W/K}$$

有效度

$$\epsilon = \Phi / (q_{mc_p})_{\min} (t'_1 - t'_2) = \frac{1.2 \times 10^7}{315791.85 \times (111.3 - 56)} = 0.687$$

由

$$\frac{(q_{mc_p})_{\min}}{(q_{mc_p})_{\max}} = 0,$$

查教材图 9-24,得 $\text{NTU} \approx 1.15$ 。

故由

$$\begin{aligned} \text{NTU} &= \frac{k_o A}{(q_{mc_p})_{\min}} \text{ 得} \\ A &= \frac{\text{NTU} (q_{mc_p})_{\min}}{k_o} \\ &= \frac{1.15 \times 315791.85}{1743} = 208.4 \text{ m}^2 \\ l &= \frac{A}{\pi d_o N} = \frac{208.4}{\pi \times 0.02 \times 434} = 7.64 \text{ m} \end{aligned}$$

例 9-17 质量流量为 2.25 kg/s 、比热容为 $2000 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 的油进入冷油器时温度为 80°C 。冷油器中冷却剂为水,与油呈逆流布置,其传热系数为 $560 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,传热面积为 8 m^2 。水的入口温度为 12°C ,油的出口温度为 40°C 。试确定水的质量流量。

解 此题属换热器的校核计算问题。也可采用两种方法计算。

(1) LMTD 法

由热平衡方程

$$\Phi = q_{m1} c_{p1} (t'_1 - t''_1) = 2.25 \times 2000 \times (80 - 40) = 180000 \text{ W}$$

平均温差

$$\Delta t_m = \frac{\Phi}{kA} = \frac{180000}{560 \times 8} = 40.18 \text{ }^\circ\text{C}$$

而出 Δt_m 的计算公式

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}$$

即
$$40.18 = \frac{(80 - t''_2) - (40 - 12)}{\ln \frac{80 - t''_2}{40 - 12}}$$

上式为超越方程,用试凑法求得 $t''_2 = 24.55^\circ\text{C}$

由
$$t_{2m} = \frac{1}{2}(t'_2 + t''_2) = \frac{1}{2} \times (12 + 24.55) = 18.28^\circ\text{C}$$

水的比定压热容 $c_{p2} \approx 4184 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

水的质量流量

$$q_{m2} = \frac{\Phi}{c_{p2}(t''_2 - t'_2)} = \frac{180\,000}{4\,184 \times (24.55 - 12)} = 3.43 \text{ kg/s}$$

(2) $\epsilon - \text{NTU}$ 法

假定油的热容量小于水的,即

$$(q_m c_p)_{\min} = q_{m1} c_{p1} = 2\,000 \times 2.25 = 4\,500 \text{ W/K}$$

而

$$\text{NTU} = \frac{kA}{(q_m c_p)_{\min}} = \frac{560 \times 8}{4\,500} = 0.996$$

$$\epsilon = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2} = \frac{80 - 40}{80 - 10} = 0.571$$

由教材图 9-23,得

$$\frac{(q_m c_p)_{\min}}{(q_m c_p)_{\max}} \approx 0.3$$

$$(q_m c_p)_{\max} = \frac{(q_m c_p)_{\min}}{0.3} = \frac{4\,500}{0.3} = 15\,000 \text{ W/K}$$

由热平衡

$$(q_m c_p)_{\max}(t''_2 - t'_2) = (q_m c_p)_{\min}(t'_1 - t''_1)$$

得

$$t''_2 = 0.3 \times (80 - 40) + 12 = 24 \text{ }^\circ\text{C}$$

所以,水的质量流量

$$q_{m2} = \frac{(q_m c_p)_{\max}}{c_{p2}} = \frac{15\,000}{4\,184} = 3.585 \text{ kg/s}$$

由本题可以看出,用 LMTD 法和 $\epsilon - \text{NTU}$ 法在查图时会造成一定的误差。

例 9-18 某厂用一台面积为 1m^2 的旧换热器来冷却质量流量为 300kg/h 的油。油的比热容和进口温度分别为 $2\,200\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 和 110°C 。水的进口温度为 15°C ,最大可用水体积流量为 $1.44\text{m}^3/\text{h}$,传热系数为 $450\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。试确定在顺流和逆流时所能达到的最低出口油温。

解 此题属换热器的校核计算问题。由于出口油温和水温均未知,而采用的是纯逆流或纯顺流换热方式,因此采用 LMTD 法较 $\epsilon - \text{NTU}$ 法准确,因为前者不用查图,后者却要查图。这里采用 LMTD 法。

(1) 顺流,先假定出口油温为 $t''_1 = 30^\circ\text{C}$,则换热器换热量

$$\begin{aligned}\Phi &= q_{m1}c_{p1}(t'_1 - t''_1) \\ &= \frac{300}{3600} \times 2200 \times (110 - 30) \\ &= 14667 \text{ W}\end{aligned}$$

由

$$\Phi = q_{m2}c_{p2}(t''_2 - t'_2), \text{得}$$

$$\begin{aligned}t''_2 &= t'_2 + \frac{\Phi}{q_{m2}c_{p2}} \\ &= 15 + \frac{14667}{\frac{1.44 \times 998}{3600} \times 4180} \approx 23.79 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

对数平均温差

$$\Delta t_m = \frac{(110 - 15) - (30 - 23.79)}{\ln \frac{110 - 15}{30 - 23.79}} = 32.55 \text{ }^\circ\text{C}$$

传热量

$$\Phi' = kA\Delta t_m = 450 \times 1 \times 32.55 = 14648 \text{ W}$$

与 $\Phi = 14667\text{W}$ 相差 0.13%,为所求,即出口油温 $t''_1 = 30^\circ\text{C}$ 有效。

(2) 逆流,设出口油温为 $t''_1 = 20^\circ\text{C}$,则换热器传热量

$$\begin{aligned}\Phi &= q_{m1}c_{p1}(t'_1 - t''_1) \\ &= \frac{300}{3600} \times 2200 \times (110 - 20) \\ &= 16500 \text{ W}\end{aligned}$$

由

$$\Phi = q_{m2}c_{p2}(t''_2 - t'_2) \text{得}$$

$$\begin{aligned}t''_2 &= t'_2 + \frac{\Phi}{q_{m2}c_{p2}} \\ &= 15 + \frac{16500}{\frac{1.44 \times 998}{3600} \times 4180} = 24.89 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

$$\Delta t_m = \frac{(110 - 24.89) - (20 - 15)}{\ln \frac{110 - 24.89}{20 - 15}} = 28.26 \text{ }^\circ\text{C}$$

传热量

$$\Phi' = kA\Delta t_m = 450 \times 1 \times 28.26 = 12718 \text{ W}$$

与按假设 t''_1 计算的热量 $\Phi = 16500$ 相差达 23%,重新假定 t''_1 ,重复上述各步,直至 Φ 与 Φ' 偏差 $< 5\%$,得 $t''_1 \approx 24.5^\circ\text{C}$ 。读者亦可按 $\epsilon - \text{NTU}$ 方法计算上述出口油温。

例 9-19 压力为 $0.14 \times 10^5 \text{ Pa}$ 的水蒸气在壳管式换热器的壳侧凝结,且表面传热系数为 $13500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。该换热器有单壳程和双管程,每个管程由 130 根长为 2m 的黄铜管组成,管子的内、外径分别为 13.4mm 和 15.9mm。冷却水进入管道时的温度为 20°C 且平均流速为 1.25 m/s 。试计算:

(1) 该换热器的传热系数;

(2) 冷却水的出口温度;

(3) 蒸汽的凝结率。

解 本题属换热器的校核计算问题,因水的出口温度未知,因而采用 ϵ -NTU 法较方便。因为在该法中水的出口温度仅影响到传热系数 k 中的物性参数。水蒸气物性参数:

$$p_s = 0.14 \times 10^5 \text{ Pa}, T_s = 327 \text{ K}, c_{p1} = 1902 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}), r_1 = 2377 \text{ kJ}/\text{kg}$$

假定水的出口温度为 $t''_2 = 44 \text{ }^\circ\text{C}$, 则 $t_{2m} = \frac{1}{2}(20 + 44) = 32 \text{ }^\circ\text{C}$, 对应水的物性参数:

$$\lambda_2 = 0.621 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}), \nu_2 = 0.776 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, Pr_2 = 5.2, c_{p2} = 4174 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}), \rho_2 = 995 \text{ kg}/\text{m}^3$$

黄铜导热系数 $\lambda_{cu} = 117 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

(1) 先求管内流体表面传热系数 h_i

$$Re_2 = \frac{ud_i}{\nu_2} = \frac{1.25 \times 13.4 \times 10^{-3}}{0.776 \times 10^{-6}} = 21585$$

$$Nu_2 = 0.023 Re_2^{0.8} Pr_2^{0.4} \\ = 0.023 \times (21585)^{0.8} \times (5.2)^{0.4} = 130.45$$

$$h_i = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_i} = \frac{130.45 \times 0.621}{13.4 \times 10^{-3}} = 6045 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

故总传热系数:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_i} + \frac{d_o}{2\lambda_{cu}} \ln \frac{d_o}{d_i}} \\ = \frac{1}{\frac{1}{13500} + \frac{15.9}{13.4} \times \frac{1}{6045} + \frac{15.9 \times 10^{-3}}{2 \times 117} \ln \frac{15.9}{13.4}} = 3546 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

(2) 水侧质量流量

$$q_{m2} = \rho_2 u_2 \frac{\pi}{4} d_i^2 N \\ = 995 \times 1.25 \times \frac{\pi}{4} \times (0.0134)^2 \times 130 \\ = 22.8 \text{ kg}/\text{s}$$

因壳侧为水蒸气凝结,故 $(q_{mcp})_{\max} \rightarrow \infty$,

$$(q_{mcp})_{\min} = q_{m2} c_{p2} = 22.8 \times 4174 = 95167 \text{ W}/\text{K}$$

管外换热面积

$$A = 2\pi d_o l N = 2\pi \times 0.0159 \times 2 \times 130 = 25.975 \text{ m}^2$$

所以

$$NTU = (kA)/(q_{mcp})_{\min} \\ = \frac{3546 \times 25.975}{95167} = 0.968$$

而 $\frac{(q_{mcp})_{\min}}{(q_{mcp})_{\max}} = 0$ 。由教材图 9-24, $\epsilon = 0.63$ 。

$$\text{而 } \epsilon = \frac{|t'_1 - t''_2|_{\max}}{t'_1 - t'_2} = \frac{t''_2 - t_2}{t'_1 - t'_2} \text{ (因 } t'_1 = t''_1 = t_s = 327\text{K)}$$

出口水温

$$\begin{aligned} t''_2 &= t'_2 + \epsilon(t'_1 - t'_2) \\ &= 20 + 0.63 \times (54 - 20) \\ &= 41.4 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

(3) 先求换热量,由

$$\Phi = kA\Delta t_m = q_{m2}c_{p2}(t''_2 - t'_2)$$

得 $\Phi = 22.8 \times 4\,174 \times (41.4 - 20) = 2\,036\,578 \text{ W}$

所以蒸汽凝结率为

$$q_{m1} = \frac{\Phi}{r_1} = \frac{2\,036\,578}{2\,377 \times 10^3} = 0.857 \text{ kg/s} = 3\,084 \text{ kg/h}$$

注意:①题中管内 $l/d_i = \frac{2000}{13.4} = 149.3 > 60$,故不必进行管长修正。

② 由牛顿冷却公式

$$\Phi = h_i A_i (t_{wi} - t_m) = h_i A_i \Delta t$$

得管内流体与壁温之差

$$\Delta t = \frac{\Phi}{2h_i \pi d_i l N} = \frac{2\,036\,578}{2 \times 6\,045\pi \times 0.0134 \times 2 \times 130} = 15.4 \text{ } ^\circ\text{C} < 20 \text{ } ^\circ\text{C},$$

故亦可不考虑温差的修正。

③ 本题用于计算水的物性时所假定的 $t''_2 = 44^\circ\text{C}$ 是合理的。且由于 t''_2 只影响到物性参数,故不必进行迭代计算。

例 9-20 比热容为 $2\,100 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 的油被一质量流量为 $9\,000 \text{ kg/h}$,进、出口温度分别为 25°C 和 65°C 的冷却水在逆流套管式换热器中从 138°C 被冷却到 93°C 。由于生产需要,希望引出质量流量为 0.62 kg/s ,温度为 50°C 的水,因而用两台小的换热器代替原来的单一换热器。假定换热器的传热系数均为 $450 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。与单一换热器相同的油量分配到两台小换热器中。水在两台小换热器中串联流过,并在它们之间将所希望的水引出。如果两小换热器面积相同,且水的出口温度不变。试确定:

- (1) 油的质量流量在两台小换热器中的分配;
- (2) 两台小换热器面积之和与原来单一换热器面积之比。

解 此题属于换热器串联问题,见图 9-11。

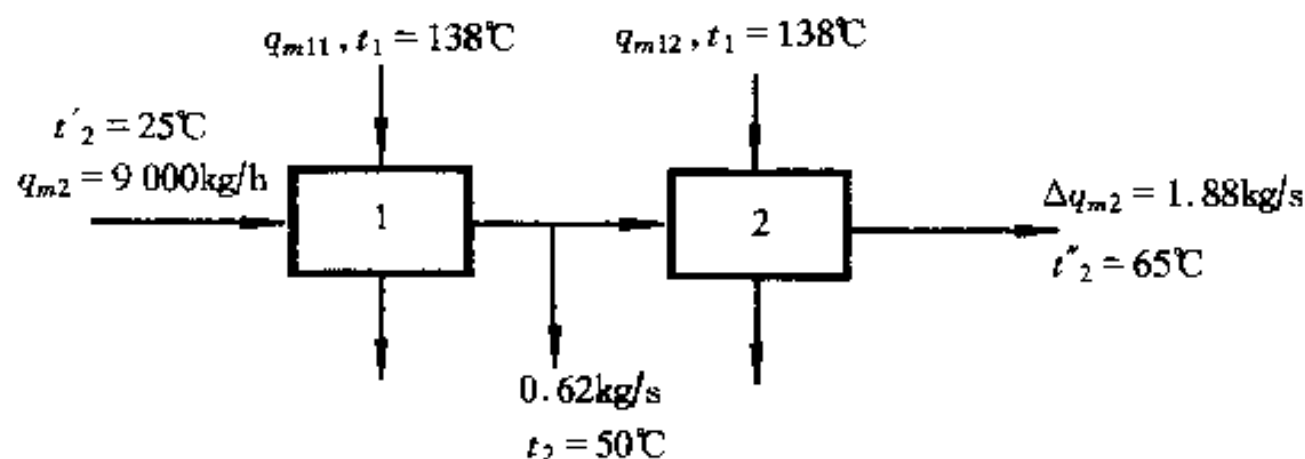


图 9-11 例 9-20 示意图

用 $\epsilon - \text{NTU}$ 法求解。

由热平衡方程可求出油的总质量流量

$$q_{m1} = \frac{q_{m2}c_{p2}(t''_2 - t'_2)}{c_{p1}(t'_1 - t''_1)} = \frac{9\,000}{3\,600} \times \frac{4\,174 \times (65 - 25)}{2\,100 \times (138 - 93)} = 4.416 \text{ kg/s}$$

由题意,第一台小换热器水质量流量

$$q_{m2} = \frac{9\,000}{3\,600} = 2.5 \text{ kg/s}$$

第二台小换热器水质量流量

$$\Delta q_{m2} = q_{m2} - 0.62 = 2.5 - 0.62 = 1.88 \text{ kg/s}$$

第一台换热器传热量

$$\Phi_1 = q_{m2}c_{p2}(t''_2 - t'_2) = 2.5 \times 4\,174 \times (50 - 25) = 260.88 \text{ kW}$$

第二台换热器传热量

$$\Phi_2 = \Delta q_{m2}c_{p2}(t''_2 - t_2) = 1.88 \times 4\,174 \times (65 - 50) = 117.71 \text{ kW}$$

由于两台换热器的油质量流量未知,需要通过迭代确定。先假定第一台与第二台小换热器油质量流量相同,即

$$q_{m11} = q_{m12} = \frac{1}{2} \times 4.416 = 2.208 \text{ kg/s}$$

则

$$q_{m11}c_{p1} = 2.208 \times 2\,100 = 4\,636.8 \text{ W/K}$$

而

$$q_{m2}c_{p2} = 2.5 \times 4\,174 = 10\,435 \text{ W/K}$$

$$\frac{(q_m c_p)_{\min}}{(q_m c_p)_{\max}} = \frac{4\,636.8}{10\,435} = 0.444$$

而

$$\epsilon_1 = \frac{\Phi_1}{(q_m c_p)_{\min}(t'_1 - t'_2)} = \frac{260.88 \times 10^3}{4\,636.8 \times (138 - 28)} = 0.497$$

查教材图 9-23,得

$$NTU = \frac{kA}{(q_m c)_{\min}} = 0.8$$

所以第一台换热器面积 $A_1 = NTU \frac{(q_m c_p)_{\min}}{k} = 0.8 \times \frac{4\,636.8}{450} = 8.245 \text{ m}^2$

对第二台换热器

$$q_{m12} = 0.5q_{m1} = 2.208 \text{ kg/s}$$

$$q_{m12}c_{p1} = 2\,100 \times 2.208 = 4\,636.8 \text{ W/K}$$

$$\Delta q_{m2}c_{p2} = 4\,174 \times 1.88 = 7\,847 \text{ W/K}$$

$$\frac{(q_m c_p)_{\min}}{(q_m c_p)_{\max}} = \frac{4\,636.8}{7\,847} = 0.59$$

而

$$\epsilon_2 = \frac{\Phi_2}{(q_m c_p)_{\min}(t'_1 - t'_2)} = \frac{117.71 \times 10^3}{4\,636.8 \times (138 - 50)} = 0.288$$

查教材图 9-23,得 $NTU = 0.4$

于是第二台换热器面积 $A_2 = 0.4 \times \frac{4\,636.8}{450} = 4.12 \text{ m}^2$

显然, $A_1 \neq A_2$,不合题意。重新假定油质量流量分配 q_{m11}, q_{m12} ,重复上述计算,最终得:

$$q_{m11} = 3.533 \text{ kg/s}, q_{m12} = 0.883 \text{ kg/s}$$

对应两小换热器面积 $A_1 = A_2 = 5.77 \text{ m}^2$ 。总面积 $A = A_1 + A_2 = 11.34 \text{ m}^2$ 。原来单一换热器面积

$$A' = \frac{\Phi'}{k\Delta t_m} = \frac{4174 \times 2.5 \times (65 - 25)}{450 \times \frac{(138 - 65) - (93 - 25)}{\ln \frac{138 - 65}{93 - 25}}} = 12.794 \text{ m}^2$$

所以面积比: $\frac{A}{A'} = \frac{11.34}{12.794} = 0.886$

9.4 自我测验题

1. 什么是临界热绝缘直径? 球壁传热是否也存在临界热绝缘直径问题?
2. 什么是传热过程? 引入传热方程式有何意义?
3. 何谓换热器的效能? 其物理含义是什么?
4. 换热器的热计算有哪两种类型? 通常有哪两种方法? 各有什么优缺点?
5. 换热器热计算中为何要引入对数平均温差? 在推导对数平均温差时作了哪些简化假设?
6. 顺流和逆流换热器各有什么优缺点?
7. 在换热器两流体温度沿程变化曲线中, 为什么温差大的一侧流体温度变化曲线较陡, 而温差小的一侧流体温度变化曲线则较平缓?
8. 用热水散热器来采暖(管内热水加热管外空气), 如果不改变热水温度, 只增加热水流速, 能不能显著增加散热量? 为什么?
9. 电厂中的高温过热器采用管外的高温烟气来加热管内的蒸气。有位工程师提出用纵向往内肋管代替光管。试问该工程师提出此建议的目的是什么? 并简述理由。
10. 何谓污垢热阻? 在换热器热计算中如何考虑污垢的影响?
11. 为什么通常情况下强化单相介质对流换热的方法往往伴随着流动阻力的增加? 对某种强化传热方式进行综合评价时, 应综合考虑哪些因素?
12. 简述利用威尔逊图解法确定传热过程分热阻及污垢热阻的方法。
13. 在冬季晴朗的夜晚, 空气温度不需要下降到 0°C 以下, 地面上的薄水层也会结冰。试考察一水层, 在天空有效温度为 -30°C , 且由于刮风所引起的空气对流换热表面传热系数为 $25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 的情况下, 求出使水不结冰时空气的最低温度。设水的发射率为 1.0, 就导热来说, 水层与地面是绝热的, 且略去水面蒸发的影响。又, 若考虑到蒸发的效应, 使水不结冰的空气最低温度是升高还是降低?
14. 温度为 90°C , 直径为 2 mm 的电线, 被温度为 20°C , 表面传热系数为 $25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 的空气流所冷却。为增强散热, 有人拟将厚为 5 mm , 导热系数为 $0.17 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 的绝缘材料包裹在电线外面, 且此时绝缘材料与空气间的表面传热系数为 $12 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。不计辐射换热。试:
 - (1) 此法能否达到增强散热之目的?
 - (2) 若电线内电流保持不变, 求电线表面温度。
15. 在内径为 74 mm , 壁厚为 3 mm 的水蒸气管道外包裹一层厚 40 mm , 导热系数

$\{\lambda\}_{W/(m \cdot K)} = 0.065 + 0.000105 |t|_{\text{C}}$ 的保温层。管内水蒸气饱和温度为 $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，其凝结换热表面传热系数为 $11\ 600\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，保温层外环境温度为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，复合换热的表面传热系数为 $7.6\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。管道壁材料的导热系数为 $53.7\text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。试确定每米长管道的热损失及保温层外表面温度。

16. 一贮存冰水混合物的薄壁容器置于相对湿度为 60% 且室温为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的房间内，室内空气与容器外壁间的表面传热系数为 $8\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。自冰水混合物到室内空气的总传热系数为 $2\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。试由此确定容器外表面是否会结露？不计辐射换热。

17. 饱和温度为 $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的蒸气，流过一内径为 60 mm ，壁厚为 3 mm 的蒸气管道，管壁材料导热系数为 $50\text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。管外依次覆盖有厚为 10 mm ，导热系数为 $0.11\text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 的石棉保温层和厚为 15 mm ，导热系数为 $0.03\text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 的玻璃纤维保温层。已知管内蒸气侧的表面传热系数为 $8\ 600\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，周围空气温度为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。无任何保温层时空气侧的表面传热系数为 $15\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，有保温层时空气侧的表面传热系数为 $7\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。若不计辐射换热，试确定保温效率及保温层外表面温度。

18. 有一台壳管式换热器，热水在壳侧、单程，进口温度为 $93.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，质量流量为 18.9 kg/s 。冷却水在内径为 19 mm 的管内以 37.8 kg/s 的总质量流量且管内平均流速为 1.2 m/s 流过，进出口温度分别为 $37.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $54.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。由于工艺要求，换热器总管长不能超过 2.44 m 。按管子内表面总面积计算的总传热系数为 $1\ 420\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。试确定该换热器的流程数、每流程管子根数及管子长度。

19. 热机油以进、出口温度分别为 $160\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $94\text{ }^{\circ}\text{C}$ 流经一壳管式换热器的壳侧，并用于将质量流量为 $10\ 000\text{ kg/h}$ 的水由 $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ 加热到 $84\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。油侧平均表面传热系数为 $400\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。水在 11 根内径为 22.9 mm 、外径为 25.4 mm 的黄铜管内流过，每根管在壳内构成四个流程。假定管内水流已充分发展，求该换热器的管长。

20. 有一台空气加热器，饱和压力为 $1.98 \times 10^5\text{ Pa}$ 的水蒸气在管内凝结以加热管外的空气。空气在管外横掠叉排管束，进口温度为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，出口温度为 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，表面传热系数为 $85\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。管束外壁面平均温度为 $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。管子采用外径为 50 mm 、壁厚为 2 mm 、导热系数为 $130\text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 的黄铜管。设管内外均未积垢。试计算：

(1) 以管束外表面面积为基准的传热系数；

(2) 管内蒸气凝结的表面传热系数。

21. 压力为 $3 \times 10^5\text{ Pa}$ ，温度为 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的空气以 $7\ 700\text{ kg/h}$ 的质量流量在 1—2 型壳管式换热器的壳侧流动，冷却水以 $7\ 500\text{ kg/h}$ 的质量流量流经管内，且进口温度为 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。已知该换热器的传热系数和面积分别为 $155.8\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 和 20.3 m^2 。试确定该换热器的传热量和空气出口温度。

22. 现欲将质量流量为 230 kg/h ，初温为 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的水加热到 $93\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，准备使用质量流量亦为 230 kg/h ，初温为 $175\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，比热容为 $2\ 100\text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 的油。现有两台套管式换热器可供选择：

换热器 A：传热系数为 $570\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，面积为 0.47 m^2 ；

换热器 B：传热系数为 $370\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，面积为 0.94 m^2 。

试问应选择哪台换热器？流体布置方式是顺流还是逆流？

23. 用质量流量为 $47.5 \times 10^3\text{ kg/h}$ ，进口温度为 $33\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的冷却水冷却 1—2 型壳管式冷油器中的透平油。油的进口温度和体积流量分别为 $58.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $39\text{ m}^3/\text{h}$ ，且油的密度和比热容分别

为 879 kg/m^3 和 $1950 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ 。已知该冷油器的传热面积和传热系数分别为 36.1 m^2 和 $405 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ 。试确定油和水的出口温度和总传热量。

24. 某厂有一台逆流套管式换热器,用比热容为 $2000 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ 、入口温度为 $150 \text{ }^\circ\text{C}$ 的油将质量流量为 4500 kg/h 的水从 $35 \text{ }^\circ\text{C}$ 加热到 $80 \text{ }^\circ\text{C}$,油的出口温度为 $85 \text{ }^\circ\text{C}$ 。该换热器传热系数为 $850 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ 。由于工艺需要,工厂另一处需建造一类似的试验台。此时有工程师提出另一种方案:用两个尺寸相同的小逆流换热器替代大换热器,冷却水在两小换热器中串联,油则在两换热器中并联。设两个小换热器的传热系数同大换热器一样,且分配到两个小换热器中的油质量流量相等。设冷、热介质在流经换热器时的进出口温度不变。如果小换热器单位面积的造价比大换热器高 20% ,试问应选择大换热器还是两台小换热器更经济一些?

附录 A 部分高校传热学期末考试题

A.1 清华大学热能工程系 1999 年传热学期末考试题

1. 简要回答下列问题:(40 分)

- (1) (8 分) 分别写出 Bi 、 Nu 、 Re 、 Pr 等各相似数的表达式并说明其物理意义。
- (2) (6 分) 何谓非稳态导热过程的正规状况阶段, 写出其主要特点。
- (3) (8 分) 简述边界层理论的主要内容及其对对流换热问题的意义。
- (4) (6 分) 如何判断两个物理现象相似?
- (5) (6 分) 简要说明形成膜状凝结和珠状凝结的条件及影响膜状凝结换热的主要因素。
- (6) (6 分) 指出下列基尔霍夫定律表达式的应用条件:

$$\alpha_{\lambda, \theta} = \epsilon_{\lambda, \theta}, \alpha_{\lambda} = \epsilon_{\lambda}, \alpha = \epsilon_0$$

2. 计算题:(60 分)

(1) (10 分) 一厚度为 2δ 的无限大平壁, 导热系数 λ 为常量, 壁内具有均匀的内热源 Φ (单位为 W/m^3), 边界条件为 $x=0, t=t_{w1}$; $x=2\delta, t=t_{w2}, t_{w1} > t_{w2}$ 。试求平壁内的温度分布 $t(x)$ 及最高温度的位置 $x_{t_{max}}$, 并画出温度分布的示意图。

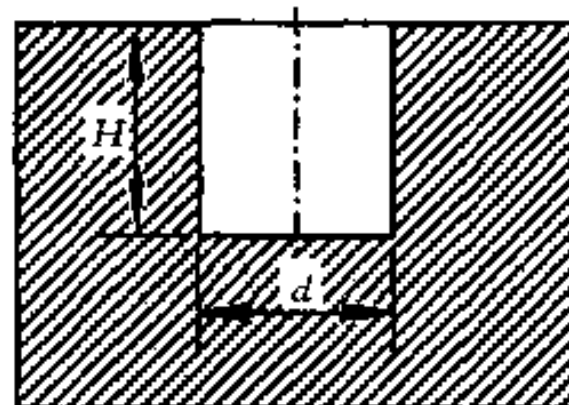
(2) (10 分) 将初始温度为 $300^\circ C$ 、直径为 $d=10mm$ 的紫铜球突然放入温度为 $20^\circ C$ 的气流中, 紫铜球表面处的表面传热系数为 $h=40W/(m^2 \cdot K)$, 且保持不变。2 秒钟后小铜球的温度降为 $100^\circ C$, 试问温度降到 $50^\circ C$ 需要多少时间?

(3) 一根外径为 $d=100mm$ 的水管横置在高温烟道之中, 已知水管外壁面温度为 $t_w=80^\circ C$, 单位长度水管的换热量为 $\Phi_l=1.5 \times 10^4 W/m$, 烟气的温度为 $t_f=500^\circ C$, 烟气流速为 $u=10m/s$, 试问:

① (5 分) 若强化管内对流换热, 使管外壁温下降到 $t_{w1}=60^\circ C$, 其他参数不变, 并假设烟气物性为常数, 此时单位长度水管的对流换热量 $\Phi_{l,1}$ 为多少?

② (5 分) 若烟气速度降低为 $u_2=5m/s$, 同时水管外径增加到 $d_2=200mm$, 并维持 t_f 和 t_w 不变, 请问此时烟气侧的表面传热系数和单位长度水管的换热量 $\Phi_{l,2}$ 为多少?

(4) (10 分) 一个金属块上有一个直径 $d=2cm$ 、孔深 $H=2cm$ 的圆柱形孔, 如附图 1 所示。孔内表面发射率 $\epsilon=0.5$ 。如果金属块的温度为 $227^\circ C$, 试计算单位时间内从这个圆柱形孔所发射出的辐射能。如果金属块所在的房间壁




附图 1 附录 A.1 题 2(4)附图

面温度为 27℃,该孔的净辐射热损失为多少? 如果孔内表面为黑体表面,该孔的净辐射热损失又为多少?

(5) (10分) 一台逆流式换热器刚投入工作时在下列参数下运行: $t'_1 = 360^\circ\text{C}$, $t''_1 = 300^\circ\text{C}$, $t'_2 = 30^\circ\text{C}$, $t''_2 = 200^\circ\text{C}$, $q_{m1}c_1 = 2500\text{W/K}$, $k = 800\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。运行一年后发现,在 $q_{m1}c_1$ 、 $q_{m2}c_2$ 及 t'_1 、 t'_2 保持不变的情况下,由于结垢使得冷流体只能被加热到 162℃,而热流体的出口温度则高于 300℃,试确定此情况下的污垢热阻及热流体的出口温度。

(6) (10分) 厂房内有一水平的未加保温的蒸汽管道,其外径 $d = 0.3\text{m}$,壁面温度 $t_w = 200^\circ\text{C}$,管道表面发射率 $\varepsilon = 0.8$,厂房内空气及环境温度均为 $t_f = 27^\circ\text{C}$,试求每米长管道的散热损失。

水平管外自然对流换热准则关联式为 $Nu = C(Gr Pr)^n$,式中 C 、 n 的数值见下表:

流动情况	C	n	适用范围 $Gr Pr$
	0.85	0.188	$10^2 \sim 10^4$ 层流
	0.48	1/4	$10^4 \sim 10^7$ 层流
	0.125	1/3	$10^7 \sim 10^{12}$ 紊流

干空气的热物理性质 ($p = 1.01325 \times 10^5 \text{Pa}$)

$t/^\circ\text{C}$	$\lambda \times 10^2 / \text{W}(\text{m} \cdot \text{K})$	$\nu \times 10^6 / \text{m}^2 / \text{s}$	Pr
20	2.59	15.06	0.703
40	2.76	16.96	0.699
60	2.90	18.97	0.696
80	3.05	21.09	0.692
100	3.21	23.13	0.688
120	3.34	25.45	0.686
140	3.49	27.80	0.684
160	3.64	30.09	0.682
180	3.78	32.49	0.681
200	3.93	34.85	0.680

A.2 天津大学热能专业 1999 年传热学期末考试题

I 闭卷部分(30分)

1. 解释下列名词和基本概念(10分,每题2分)

- (1) 导热系数
- (2) 努塞尔准则及其物理本质
- (3) 定向辐射强度
- (4) 热边界层及其厚度的定义
- (5) 三传类比

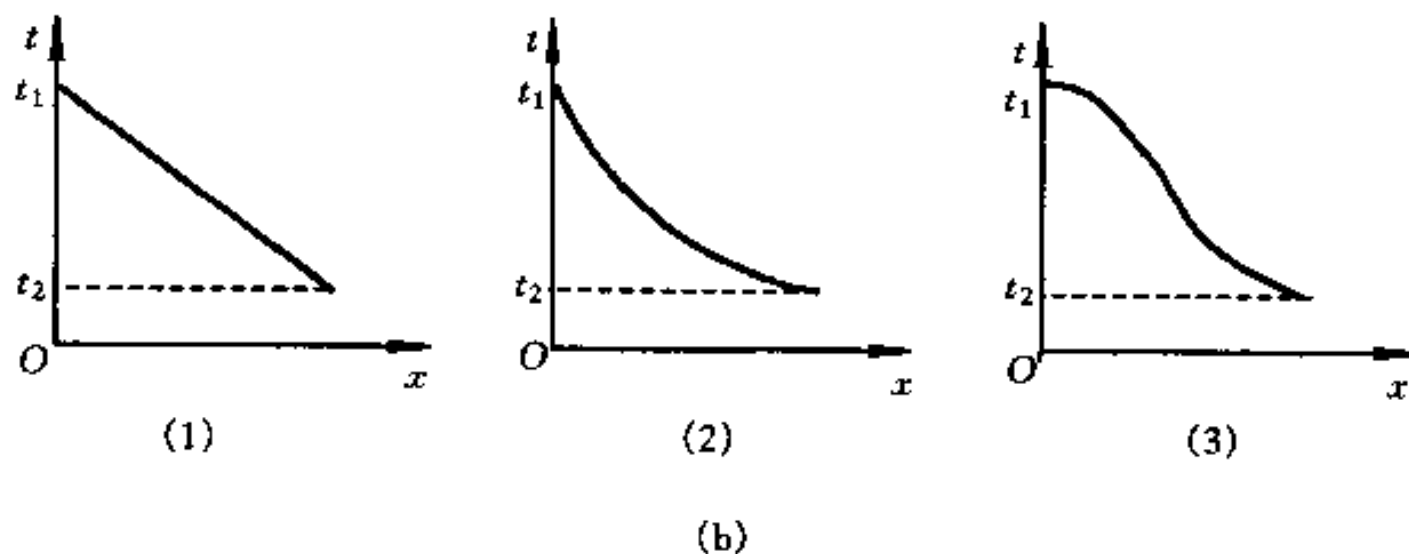
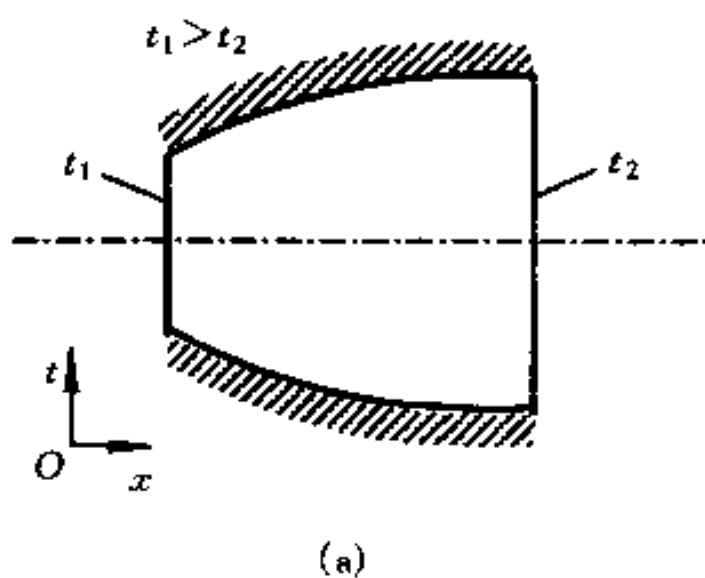
2. 回答下列问题(20分)

(1) (3分) 在任意直角坐标系下,第三类边界条件的以下两种表达形式:

$$-\lambda \left. \frac{\partial t}{\partial x} \right|_{x=0} = h(t_{\infty} - t_{x=0}) \text{ 和 } -\lambda \left. \frac{\partial t}{\partial x} \right|_{x=0} = h(t_{x=0} - t_{\infty})$$

你认为哪个对,哪个不对? 或者都不对? 陈述你的判断和理由。

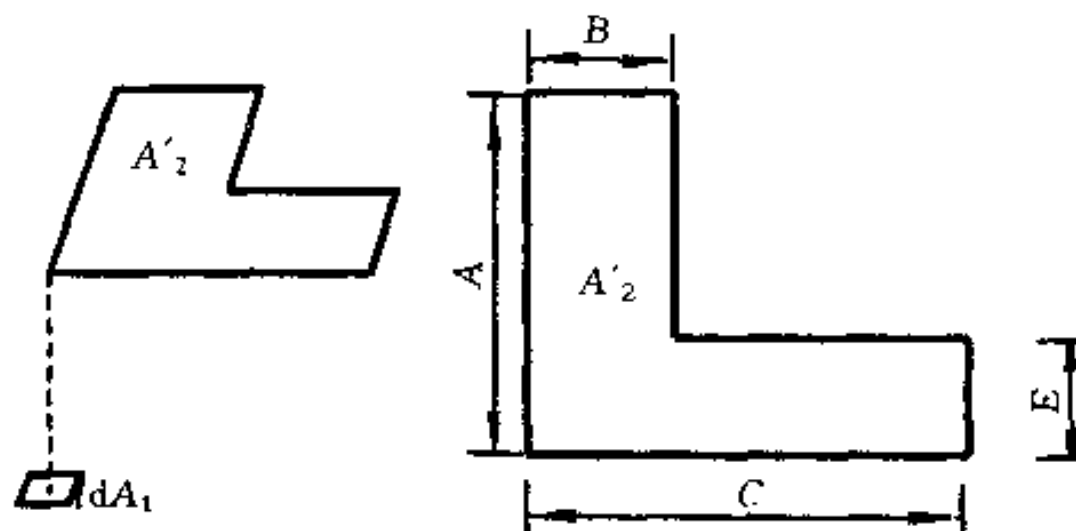
(2) (3分) 附图2(a)所示轴对称图形,为一维稳态导热。侧面绝热,两端面分别保持定温。设此物体无内热源,常物性。试分析它在 x 方向上的温度分布是附图 2(b) 哪种形状?



附图 2 附录 A.2 闭卷题 2(2)附图
(a)示意图;(b)三种温度分布

(3) (3分) 油冷却器,油在管内流动。请你判断,就一般情况而言,油侧换热属于以下哪一种类型?并陈述你的理由。(a) 管内层流入口段;(b) 管内层流充分发展段;(c) 管内湍流入口段;(d) 管内湍流充分发展段;

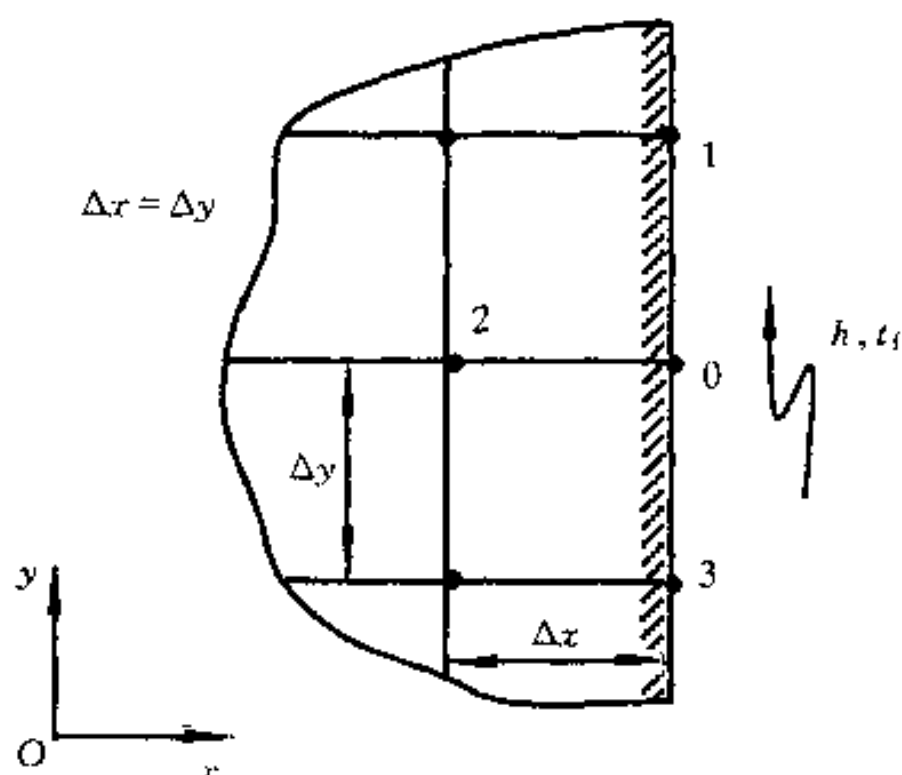
(4) (3分) 从手册上可查到微元面对有限矩形表面的角系数 X_{dA_1, A_2} (A_2 的一个顶角与微元面 dA_1 的中心连线与微元面 dA_1 垂直)。现有如附图 3 所示形状,各有关几何尺寸已知,面积为 A'_2 ,请设计一种求角系数 X_{dA_1, A'_2} 的方法。



附图 3 附录 A.2 闭卷题 2(4)附图

(5) (3分) 试列出附图 4 所示的二维非稳态导热边界节点 0 的节点离散方程式,并指出该节点的稳定性条件。

(6) (5分) 在横掠管外空气强制对流换热实验中,所得结果的误差主要来自哪些方面?你认为应作哪些改进来减小这些误差?



附图 4 附录 A.2 闭卷题 2(5)附图

II 开卷部分(70分)

1. (15分) 直径为 5cm 的细长不锈钢棒从均匀的初始温度 30°C 放入 600°C 的油浴中加热,棒与油之间的对流换热表面传热系数等于 $500\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,已知不锈钢的密度是 $7800\text{kg}/\text{m}^3$,比热容为 $0.46\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。导热系数等于 $15.6\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。求:距钢棒表面 1cm 深处达到 540°C 所需要的时间?

2. (20分) 质量流量 $0.96\text{kg}/\text{s}$,进口温度为 24°C 的冷却水沿轴向流经一个外管内径为 50mm,内管外径为 30mm 的套管换热器的环形夹层,内管外壁温度保持 95°C 。要求把冷水加热到 48°C ,若散热损失忽略不计,求:(1) 表面传热系数;(2) 换热量;(3) 套管长度;(4) 出口截面处的传热热流密度。

3. (15分) 长方体加热炉顶面 ($2\text{m} \times 2.5\text{m}$) 温度为 800°C ,表面发射率为 0.8;底面 ($2\text{m} \times 2.5\text{m}$) 温度为 80°C ,可以看作是黑体。四壁(4个 $2.5\text{m} \times 2.5\text{m}$) 近似是绝热的,发射率均为 0.8。求:

(1) 画出针对此问题的辐射网络图;

(2) 加热炉顶面内埋设的电加热器的总功率(不考虑对环境的散热损失);

(3) 四壁的温度。

4. (20分) 质量流量为 1.2kg/s , 温度为 120°C 的饱和水蒸气在壳管式换热器中冷凝并且过冷到 40°C 。冷却水质量流量为 60kg/s , 入口温度 20°C 。用内径、外径分别为 16mm 和 19mm 的不锈钢管作为换热管, 以管外表面面积计算的 k 值如下: 冷凝段 $1400\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 过冷段 $750\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ (温差修正系数 0.88), 并且在换热过程中热流体有 5% 的散热损失。试求: (1) 总换热量; (2) 换热面积; (3) 若管长为 5m , 共需要多少根管子?

加分题(选作, 每题 5 分)

1. 计算管内强制对流湍流表面传热系数时若采用迪图斯—贝尔特公式(教材第 164 页式 5-54), 管内流体加热与冷却的区别用 Pr 准则的 0.4 或 0.3 次方来体现。试问: 这是否意味着对除了液态金属外的任何流体, 在其他条件均相同时, 流体被加热时的表面传热系数一定大于流体被冷却时? 陈述你的观点和理由。

2. 一位家庭主妇说, 她发现热水放入冰箱中比冷水冻结得更快。请你用所学过的知识分析, 是否存在这种可能性?

A.3 哈尔滨工业大学 1999 年传热学期末考试题

1. 基本概念(24 分)

(1) (12 分) 解释下列概念

接触热阻; 定性温度; 汽化核心

(2) (6 分) 写出下列各定律的表示式, 并说明所用符号的意义。

傅里叶定律; 兰贝特定律

(3) (6 分) 写出下列各准则的表示式, 并指明所用符号代表的意义及该准则的物理意义。

Nu ; Bi

2. 论述题(16 分)

(1) (8 分) 试述第三类边界条件下三维矩形物体非稳态导热的工程计算方法及步骤(使用诺谟图)。

(2) (8 分) 增强传热有哪些方法? 最有效的措施应从何处入手? 为什么?

3. (10 分) 推导出对流换热边界层能量积分方程。

4. (10 分) 两层复合平壁稳态导热, $\delta_1 > \delta_2$, 导热系数分别为 $\lambda_1 = a_1 + b_1 t$, $\lambda_2 = a_2 - b_2 t$, 式中: a_1, a_2 及 b_1, b_2 均为正的常数, 且平均导热系数 $\bar{\lambda}_1 < \bar{\lambda}_2$, 两侧壁温 $t_{w1} > t_{w3}$ 。试: (1) 绘出温度分布曲线; (2) 如果 $b_1 = b_2 = 0$, 求温度 t_{w2} 及稳定热流密度 q 。(t_{w2} 为接触面温度)

5. (10 分) 蒸汽管裹有两层厚度相同的热绝缘层。第二层的平均直径两倍于第一层的平均直径, 而第二层的导热系数则为第一层导热系数的一半。此外, 第二层的外表面温度与第一层的内表面温度已经给定。如果把两层热绝缘材料互换位置, 而其它情况都保持不变, 问每米长的蒸汽管热损失改变多少, 增加还是减少? 试用 q_l 的近似公式求解本题。

6. (15 分) 圆管内为一层流定常流动, 试推导描写管内流体温度分布 $t(r, x)$ 的能量方程式。 r 为半径坐标, x 为长度坐标。提示: 取一厚度为 dr , 长为 dx 的环形微元体。

7. (15 分)

(1) 试计算半球内表面 1 与底面 2 的角系数 $X_{1,2}$, 见附图 5(a)。

(2) 若半球底面被一直径分为两部分, 如附图 5(b) 所示, 计算角系数 $X_{1,2}$, $X_{1,3}$, $X_{2,1}$,



附图 5 附录 A.3 题 7 附图

(a) 题 7(1) 示意图; (b) 题 7(2)~7(5) 示意图

$X_{2,3}$, $X_{3,1}$, $X_{3,2}$ 。

(3) 如附图 5(b), 若半球内表面 1 绝热; 表面 2 为灰体, 温度为 T_2 , 发射率为 ϵ_2 ; 表面 3 为黑体, 温度为 T_3 。请画出由上述一个重辐射面(绝热面)和其他二个辐射面组成的封闭系统辐射网络图, 并写出各热阻(表面辐射热阻、空间辐射热阻)的表达式。

(4) 在本题中若 $T_2 > T_3$, 请从物理概念上解释(不用计算)

(a) 稳态下, 表面 1 与表面 2 有无净辐射热交换, 为什么?

(b) 稳态下, 表面 1 与表面 3 有无净辐射热交换, 为什么?

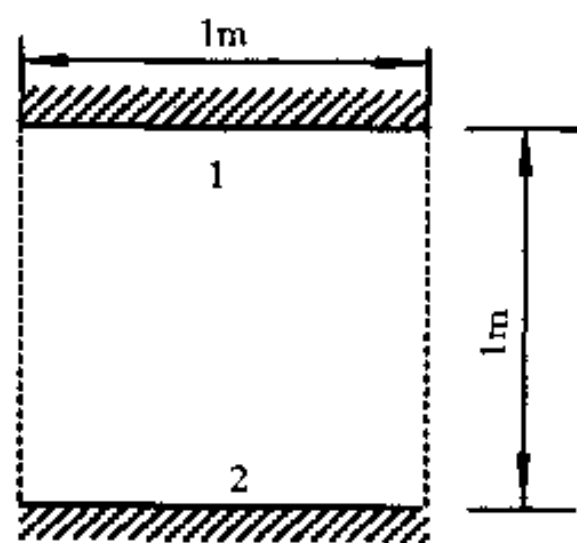
(c) 稳态下, 表面 2 与表面 3 有无净辐射热交换, 为什么?

(5) 当 $T_2 > T_3$, 按温度高低排出 T_1, T_2, T_3 三个温度的顺序, 并说明为什么?

A.4 浙江大学 1998 年传热学期末考试题

1. 填充(30分,每题2分)

- (1) 按照导热机理,水的气、液、固三种状态中_____状态下的导热系数最小。
- (2) 热扩散率(导温系数) $a = \lambda / (\rho c_p)$ 是表征_____的物理量。
- (3) 集总参数法的适用条件是_____。
- (4) 灰体是指_____。
- (5) 气体辐射具有①_____和②_____的特点。
- (6) 对服从兰贝特定律的物体,辐射力 E 与定向辐射强度 L 之间的关系式为_____。
- (7) 附图 6 有无限长二平板,角系数 $X_{1,2} =$ _____。
- (8) 何谓热边界层?
_____。
- (9) 沸腾的临界热流密度是_____。
- (10) 格拉晓夫准则的物理意义_____;表达式 $Gr =$ _____。
- (11) 若对流换热表面传热系数增加一倍,其它条件不变。则临界热绝缘半径将_____。
- (12) 影响强制对流换热表面传热系数的因素有:_____。
- (13) 热水瓶的双层玻璃中抽真空是为了_____。
- (14) 自然对流换热在_____条件下发生关于特征长度 l 的自模化现象。
- (15) 雷诺比拟采用_____模型,其结果在_____条件下与实验解相吻合。



附图 6 附录 A.4 题 1(7)附图

2. 问答题:(30分)

- (1) (7分) 直角坐标系中,非稳态、有内热源、常导热系数的导热微分方程表达式是什么?常见的导热问题边界条件分为哪三类?试写出各类的数学表达式。
- (2) (7分) 遮热板的作用是什么?并说明其工作原理,再举一个应用实例。
- (3) (7分) 强化传热的原则是什么?试举三个强化管内强制对流换热的方法。
- (4) (9分) 试述影响膜状凝结换热的因素及不凝性气体影响凝结换热的原因。

3. 计算题:(40分,每题20分)

- (1) 有一薄壁同心套管式换热器,薄壁分隔管(即内管)的直径为 100mm,内管内流过质量流量为 2kg/s 的水,由 20℃ 被加热至 60℃,内外管间流过油,温度从 200℃ 降至 80℃,换热器在顺流状态下工作时,其总传热系数 $k = 200W/(m^2 \cdot K)$,
 - ① 求顺流时换热器所需的长度;
 - ② 当油侧污垢热阻为 $0.0002m^2 \cdot K/W$ 、水侧污垢热阻为 $0.0003m^2 \cdot K/W$ 时,油侧与水侧的表面传热系数各为多少?(壁面曲率及壁厚均可忽略)
 - ③ 若换热器改为逆流状态工作,所需长度又为多少?与顺流时进行比较。

(已知:管内强制对流实验关联式:

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4}, (Re_f = 10^4 \sim 1.2 \times 10^5,$$

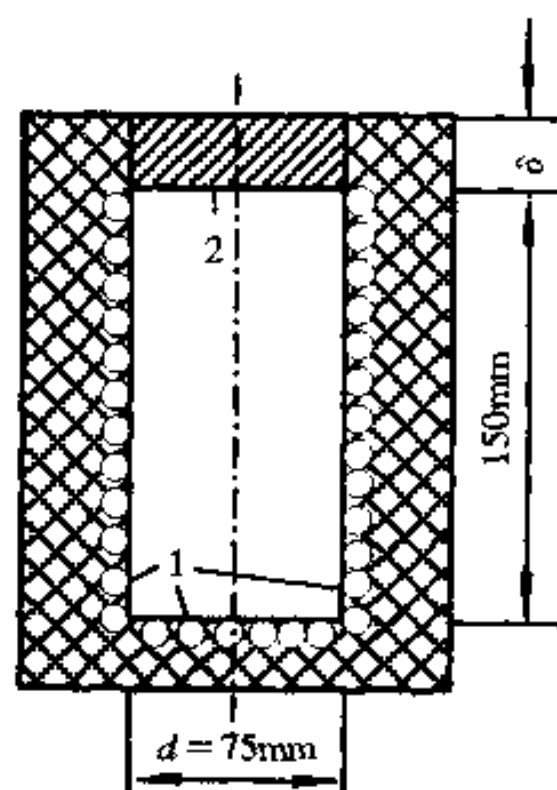
$$Pr_f = 0.7 \sim 120, l/d > 60);$$

40℃时水的物性:

$$\rho = 992.2 \text{ kg/m}^3, c_p = 4.17 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}),$$

$$\lambda = 0.635 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}), \eta = 6.533 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}).$$

(2) 有一直径为 7.5cm、长 15cm 的圆筒状炉膛,炉底和炉侧壁均用电加热,其外侧均被良好地隔热,如附图 7。炉底和炉侧壁 1 的发射率为 0.5,并保持 723℃ 的壁温,炉塞 2 的内表面温度保持 327℃,发射率为 0.2。试求(1) 为保持给定条件,需提供多少电功率?(2) 设炉塞为厚 1cm 的钢板,其导热系数为 30W/(m·K),求炉塞外表面的温度。(不计对流换热)



附图 7 附录 A.4 题 3(2)附图

A.5 东南大学 2000 年传热学期末考试题

1. 填充和选择(18分,每题2分,选择题将不需要的打“×”)

(1) 格拉晓夫数的定义式是 $Gr = \underline{\hspace{2cm}}$ 。

(2) 设计换热器时,温差修正系数 ψ 应大于 $\underline{\hspace{2cm}}$,至少不能小于 $\underline{\hspace{2cm}}$,否则应改选其他流动型式。

(3) 导热热流量 Φ 为正表明该表面 $\underline{\hspace{2cm}}$ 。

(4) 辐射网络图分析时,由于绝热面 $\underline{\hspace{2cm}}$,所以 $J_R = E_{bR}$,该表面热阻可以不画出来。

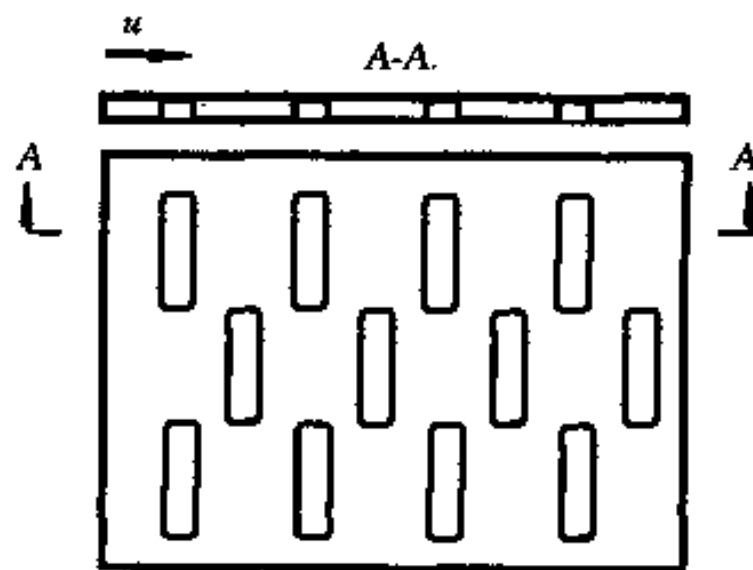
(5) 肋片在垂直于气流速度方向上开若干切口(如附图 8)可以强化对流换热,其理由是 $\underline{\hspace{2cm}}$ 。

(6) 流体纵掠平壁时如附图 9,平壁前缘附近部分不适用于流体对流换热微分方程组,其原因是 $\underline{\hspace{2cm}}$ 。

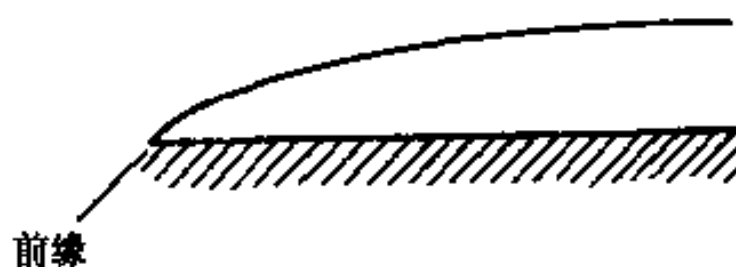
(7) $Nu = \frac{hl}{\lambda}$, $Bi = \frac{hl}{\lambda}$,二者 λ 的差异是 $\underline{\hspace{2cm}}$ 。

(8) 二正方形平面 A 和 B,中心连线垂直于平面,如附图 10 所示。角系数 X_{A,B_1} 与 $(X_{A,B_2}, X_{A,B_{(1+2)}}, X_{A,B_{(1+2+3)}}, X_{A,B})$ 相等; $X_{B_1,A}$ 与 $(X_{B_2,A}, X_{B_{(1+2)},A}, X_{B_{(1+2+3)},A}, X_{B,A})$ 相等。(注: B_1 为 B 中的 1, $B_{(1+2)}$ 为 $B_1 + B_2$,其余类推)。

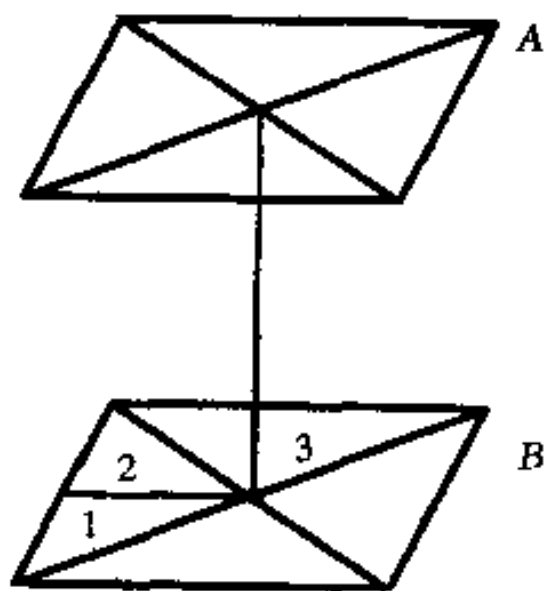
(9) 一维常物性稳态导热物体中,温度分布与导热系数无关的条件是 $\underline{\hspace{2cm}}$ 。



附图 8 附录 A.5 题 1(5)附图



附图 9 附录 A.5 题 1(6)附图



附图 10 附录 A.5 题 1(8)附图

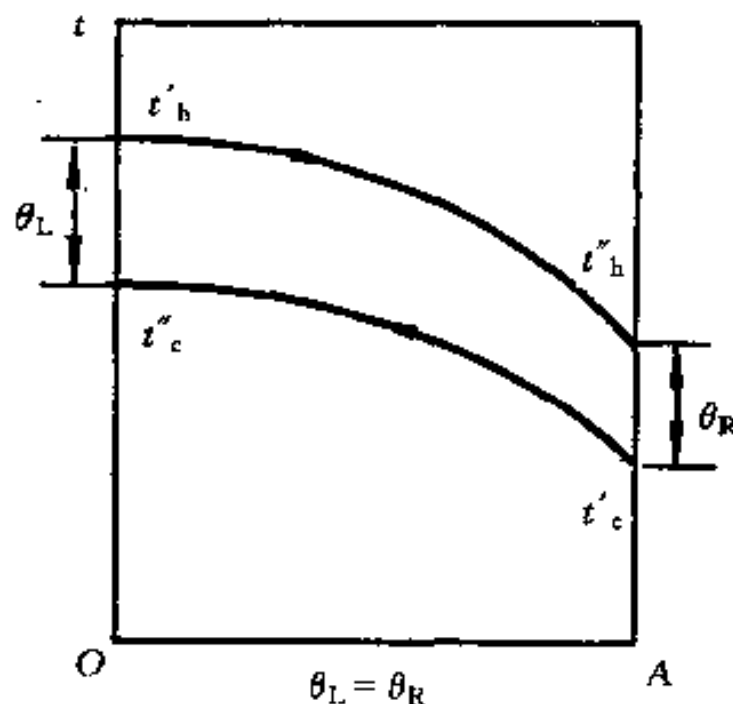
2. 是非题(16分,每题4分,填写是或非(1分),并申述理由或更正(3分))

(1) 手摸在铁板上和木板上,很快就会感到铁板比木板冷得多,这是由于铁的导热系数比木板的导热系数大得多的缘故。()

(2) 竖壁凝结换热时, $h \propto H^{-\frac{1}{4}}$ 。其高度增加一倍, h 下降为原来的 $\frac{1}{\sqrt{2}}$ 。()

(3) 由贝尔定律得 $\alpha(\lambda, s) = 1 - \tau(\lambda, s) = 1 - e^{-k_s s}$, 由此得出当 $s \rightarrow \infty$ 时, $\alpha(\lambda, s) \rightarrow 1$ 。()

(4) 附图 11 为 $\theta_L = \theta_R$ 时, 流体沿程温度变化曲线 ($\theta = t_h - t_o$), 即热冷流体的端差。()



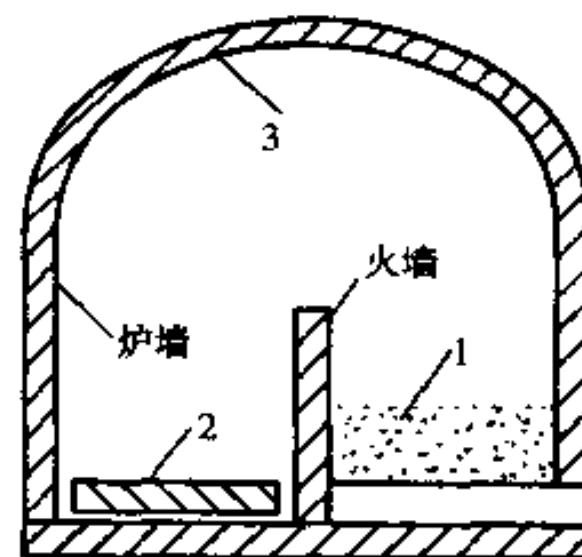
附图 11 附录 A.5 题 2(4)附图

3. 计算题(60 分, 每题 15 分)

(1) 有一装有截面为 $10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ 、长为 50 mm 等截面直肋的传热面, 肋根温度 $t_0 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$, 表面传热系数 $h = 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 肋片的导热系数 $\lambda = 24 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 周围流体温度 $t_\infty = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ 。求肋片的端部温度 t_H 和 1 根肋的散热量 Φ 。(提示: $\text{sh}x = \frac{e^x - e^{-x}}{2}$, $\text{ch}x = \frac{e^x + e^{-x}}{2}$, $\text{th}x = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}}$)

(2) 一水平圆管, 已知其外表面温度为 $40 \text{ }^\circ\text{C}$, 外径为 150 mm , 壁厚为 5 mm , $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 的空气以 4 m/s 的速度横向掠过管道, 求 100 m 长的管道在一昼夜的对流散热损失。

(3) 附图 12 为钢板退火炉, 已知燃料层面积为 $A_1 = 3 \text{ m}^2$, 钢板面积 $A_2 = 6 \text{ m}^2$, $t_1 = 1250 \text{ }^\circ\text{C}$, $\epsilon_1 = 0.7$, $t_2 = 800 \text{ }^\circ\text{C}$, $\epsilon_2 = 0.8$, 其余均为火墙和炉壁, 它们均为绝热面(处于辐射热平衡), 忽略烟气对辐射的影响。试画出辐射网络图并求钢板的吸热量。



附图 12 附录 A.5 题 3(3)附图

(4) 空气加热器传热系数 $\{k\}_{\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})} = 13.6 \times \{\rho u\}_{\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})}^{0.49}$, 传热面积 $A = 52.9 \text{ m}^2$, 空气入口温度 $t'_2 = 2 \text{ }^\circ\text{C}$, 空气流通截面积 $A_2 = 0.932 \text{ m}^2$, 每小时质量为 30 吨 , 加热蒸汽为 0.375 MPa 表压的饱和蒸汽, 流出饱和水。求空气加热器出口温度 t''_2 和传热量 Φ 。(提示: t''_2 大约在 $33 \text{ }^\circ\text{C} \sim 37 \text{ }^\circ\text{C}$ 之间, 计算误差不得大于 $1 \text{ }^\circ\text{C}$)

4. 附加题(注意, 完全正确才能得分)(10 分)

(1) (4 分) 人的手臂可看成是人体躯干上的一个延伸体, 它与教材中研究的等截面直肋有哪些不同?

(2) (6 分) 试证明球形空腔上圆形小孔的有效(或当量)发射率为

$$\epsilon_e = \frac{1}{1 + \frac{1}{4} \left(\frac{d}{D}\right)^2 \left(\frac{1}{\epsilon} - 1\right)}$$

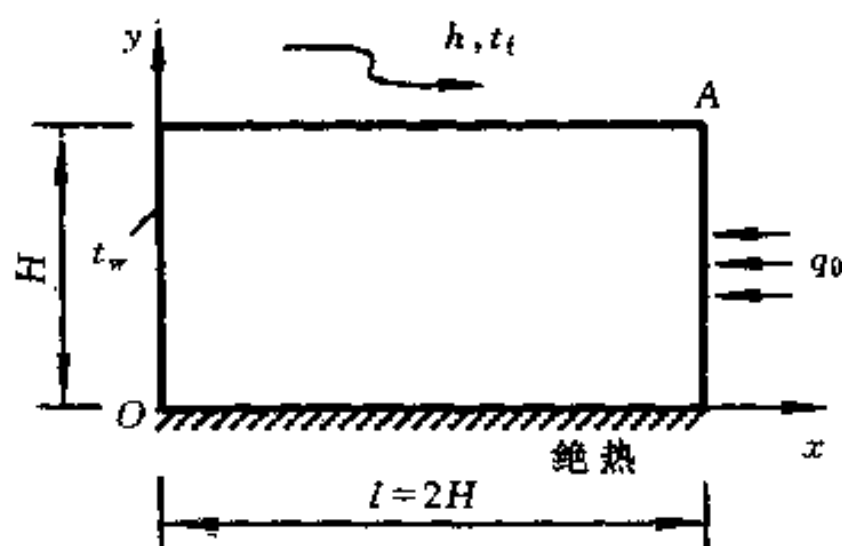
式中, d 是小孔的直径, D 是球形空腔的直径, ϵ 是空腔内壁的发射率。

A.6 重庆大学 1998 年传热学期末考试题

- (5分) 写出 Nu 、 Fo 、 Bi 各准则数的表达式,并解释 Bi 数的物理含义。
- (5分) 写出换热微分方程式,指出它在对流换热分析中有何价值。
- (5分) 为什么珠状凝结表面传热系数要比膜状凝结大? 不凝结气体对凝结换热强弱有何影响?
- (5分) 何谓沸腾换热的临界热负荷? 它对设备的安全运行有何意义?
- (5分) 试述基尔霍夫定律对灰体的应用,简要说明该定律在辐射换热计算中的作用。

6. (8分) 半径为 0.1m 的长方柱体,已知某时刻温度分布为 $t = 500 + 200r^2 + 50r^3$ ($^\circ\text{C}$), (r 为径向坐标,单位为 m), 无内热源,常物性, $\lambda = 40\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $a = 1\text{m}^2/\text{h}$ 。求:

- (1) 该时刻圆柱表面上的热流密度及热流方向;
- (2) 该时刻圆柱体中心温度随时间的变化率。



附图 13 附录 A.6 题 7 附图

7. (12分) 一矩形截面长柱体,常物性(λ 为常数),无内热源,边界条件如附图 13 所示。

- (1) 写出该问题的稳态导热微分方程式及边界条件;
- (2) 若 $l = 2H$,试用简单的网络划分,建立节点,并用热平衡原理写出右上拐角节点 A 的离散方程(有限差分表达式)。

8. (12分) 一直径 $d = 500\text{mm}$ 的铜球, $\lambda = 85\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $a = 2.95 \times 10^{-5}\text{m}^2/\text{s}$, 初温为 300°C 。将其突然置于 36°C 的大气中冷却,经 21 分钟后,测得铜球表面温度为 90°C ,试确定铜球与空气间的表面传热系数。

9. (15分) 某换热器中,冷却水以 2m/s 的速度流过直径 $d = 20\text{mm}$ 的长铜管,已知管内壁平均温度为 80°C ,欲将水从进口处的 20°C 加热到出口处的 50°C ,试计算对流换热表面传热系数和所需管长。

$$\text{准则方程: } Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4} \left(\frac{\eta_f}{\eta_w}\right)^{0.11} (\text{湍流})$$

$$Nu_f = 1.86 (Re_f Pr_f d/L)^{1/3} \left(\frac{\eta_f}{\eta_w}\right)^{0.14} (\text{层流})$$

水的物性简表:

$t_f/^\circ\text{C}$	$\lambda/\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	$c_p/(\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K})$	$\nu/\text{m}^2/\text{s}$	$\eta/\text{Pa}\cdot\text{s}$	Pr
20	0.599	998.2	4.183	1.006×10^{-6}	1004×10^{-6}	7.02
30	0.619	995.7	4.178	0.850×10^{-6}	801.2×10^{-6}	5.42
40	0.634	992.2	4.178	0.659×10^{-6}	653.1×10^{-6}	4.31
50	0.648	988.1	4.183	0.556×10^{-6}	549.2×10^{-6}	3.54

10. (13分) 相距甚近且平行放置的二等面积灰体平表面,温度分别为 $t_1 = 527^\circ\text{C}$ 和 $t_2 =$

27℃,发射率分别为 $\epsilon_1=0.94$ 和 $\epsilon_2=0.6$,试计算二平板间的辐射换热量及板 1 的有效辐射 J_1 ;若在中间插入一块发射率为 $\epsilon_3=0.04$ 的遮热板,此时的辐射换热量将减少多少?当遮热板向热板或冷板移近时,换热量有无变化?为什么?

11. (15 分) 一传热面积为 1.25m^2 的逆流式换热器,初运行时,热水质量流量为 0.12kg/s ,进、出口温度分别为 95°C 和 55°C ,冷水进、出口温度分别为 30°C 和 70°C 。在水质量流量及进口水温不变的情况下,经一段时间运行后发现热水出口温度只能达到 65°C ,试计算这时换热器的实际传热量及污垢热阻。(水的比热容可取为 $4.18\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$)

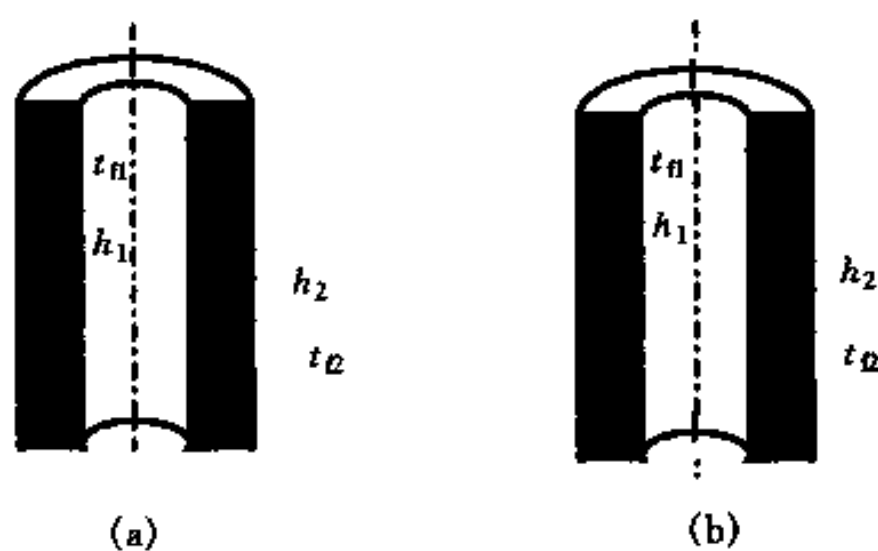
A.7 华中科技大学 1999 年传热学期末考试题

1. 简答题(30 分,每题 6 分)

- (1) 时间常数是从什么导热问题中定义出来的? 它与哪些因素有关? 同一种物体导热过程中的时间常数是不是不变的?
- (2) 非周期性的加热或冷却过程可以分为哪两个阶段,它们各自有什么特征?
- (3) 流体流过平板会在垂流方向上产生速度边界层和热边界层(如果流体与壁面存在温差),要使边界层的厚度远小于流动方向上平板长度的条件是什么? 而速度边界层和热边界层的相对厚度又与什么因素相关?
- (4) 在导热过程中产生了 Bi 数,而在对流换热过程中产生了 Nu 数,写出它们的物理组成,并指出它们之间的差别。
- (5) 什么是物体表面的发射率,它与哪些因素有关? 什么是物体表面的吸收比,它与哪些因素相关? 它们之间有什么区别? 而又在什么情况下相等?

2. 分析题(24 分,每题 8 分)

- (1) 在附图 14 上画出通过圆筒壁传热过程的温度变化曲线。



附图 14 附录 A.7 题 2(1)附图
(a) 当 $h_1 \gg h_2$ 时; (b) 当 $h_1 = h_2$ 时

- (2) 试用控制体热平衡法建立如附图 15 所示 P 节点的节点方程。已知网格坐标 $\Delta x = \Delta y$, 边界上的投入辐射为 G (单位为 W/m^2), 表面传热系数为 h (单位为 $W/(m^2 \cdot K)$), 边界表面为灰表面, 其发射率为 ϵ , 系统无内热源, 导热系数为 λ , 且处于稳定状态。
- (3) 画出大容器饱和沸腾换热过程中热流密度随过热度的变化曲线(控制壁温加热用实线, 控制热流加热用虚线), 并指出沸腾的几个主要区域。

3. 计算题(46 分)

- (1) (10 分) 厚度为 10cm 的大平板, 通过电流时发热功率为 $3 \times 10^4 W/m^3$, 平板的一个表面绝热, 另一个表面暴露于 $25^\circ C$ 的空气中。若空气与表面之间的表面传热系数为 $50 W/(m^2 \cdot K)$, 平板的导热系数为 $3 W/(m \cdot K)$, 试确定平板中的最高温度。
- (2) (12 分) 将初始温度为 $80^\circ C$ 、直径为 20mm 的紫铜棒突然横置于气温为 $20^\circ C$ 、流速为

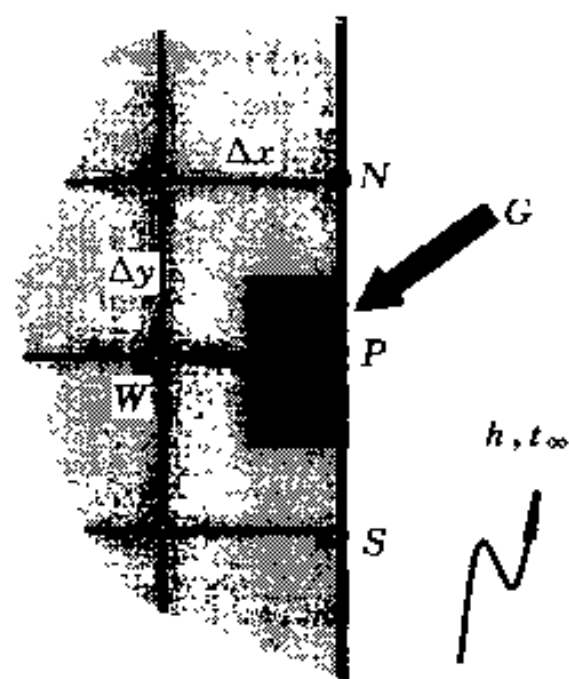
12m/s 的风洞之中,5 分钟后紫铜棒温度降到 34℃。试计算此时空气和紫铜棒之间的表面传热系数。已知紫铜棒的物性为:
 $\rho = 8954\text{kg/m}^3$, $c = 383.1\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, $\lambda = 386\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

(3) (12 分) 平均温度为 90℃ 的水以 0.6m/s 的流速在外直径为 33.5mm、壁厚为 3.25mm 的铜管内流动。管子置于 20℃ 的空气中,空气和管子外壁之间的表面传热系数为 $8.5\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。如果铜管的长度为 10m,试求:

- (1) 水和空气之间的传热系数;
- (2) 水的出口温度;
- (3) 单位管长的热损失。

已知:水的物性量为: $\rho = 965.3\text{kg/m}^3$, $c_p = 4.208\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, 附图 15 附录 A.7 题 2(2)附图
 $\lambda = 68.0 \times 10^{-2}\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $\nu = 0.326 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$, $Pr = 1.95$ 。

(4) (12 分) 有一均热炉,炉膛长 4m、宽 2.5m、高 3m。炉墙和炉底的内表面温度均为 1300℃,发射率 $\epsilon = 0.8$ 。求敞开炉盖的瞬间辐射热损失为多少?若炉口每边缩小 0.2m,其他条件不变,问辐射热损失有何变化?在这种情况下炉口的有效发射率(相当黑度)等于多少?



A.8 上海交通大学 1994 年传热学期末考试题

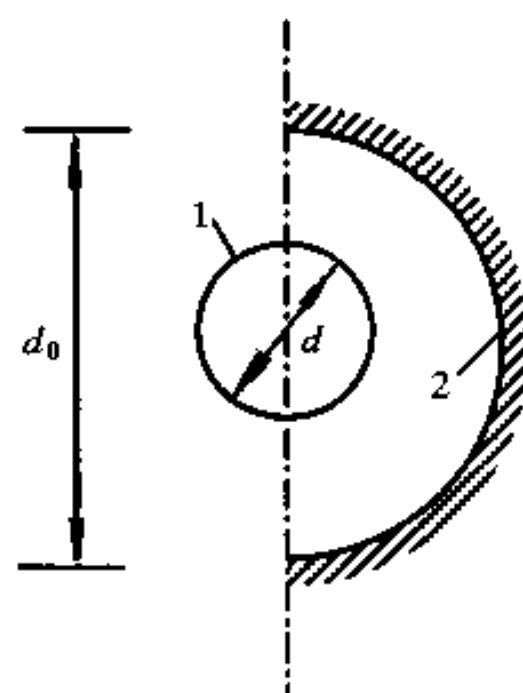
1. 概念题(40 分,每题 4 分)

- (1) 写出傅里叶导热定律的矢量形式,说明式中各符号的物理意义及物理量的单位。
- (2) 对于采用温度计套管来测量管道中流体温度的情形,为了提高测温的准确度;可以采取哪些措施?
- (3) 何谓黑体? 何谓灰体?
- (4) 与固体辐射相比,气体辐射有何特点?
- (5) 简述不凝结气体影响凝结换热的原因。
- (6) 在流体的自然对流换热中,影响 Nu 数的准则有哪些? 写出这些准则数的定义式。给出在恒定且均匀表面温度的竖壁上大空间自然对流换热的边界层内速度分布与温度分布的示意曲线。

(7) 相同进口温度与速度的冷水在管长、管径一样,管材不同的三根圆管中流动。三根管子的外表面均受相同压力水蒸气的凝结加热。三根管子的材质分别为铜、钢与陶瓷。试问哪根管子传递的热量最多,哪根最少? 为什么?

(8) 过热蒸汽在顺流式冷凝器中被冷凝成过冷水。试画出这二种流体在换热过程中的温度变化曲线。

(9) 聚焦式太阳能集热器由半圆柱反射面和吸热管组成,如附图 16 所示。设垂直于纸面的长度远大于反射镜的直径 d_0 ,试确定角系数 $X_{1,2}$ 与 $X_{2,1}$ 。



附图 16 附录 A.8 题 1(9)附图

(10) 有两块用同样材料制成、厚度不同的无限大平板,一块板的厚度是另一块的二倍。两块板的初始温度相同,同时被置于温度相同的冷流体中冷却。两板表面的表面传热系数均可视为无限大。试分析为使厚板的中心温度下降到与薄板的中心温度相同的值,厚板所需的时间是薄板的多少倍?

2. 计算题(60 分,每题 20 分)

(1) 空气以 26m/s 的速度横向掠过直径为 35mm 、长 0.5m 的单根圆管,对流换热量为 900W 。管子前后空气的平均温度为 25°C 。试确定管壁平均温度。

已知:确定平均表面传热系数的准则式为:

$$Nu_f = C Re_f^n Pr_f^{0.3}$$

25°C 时空气的物性参数为:

$$\lambda = 0.026 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}), \nu = 15.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, Pr = 0.71$$

C、n 与 Re 的关系

Re	C	n
1~40	0.75	0.4
40~1×10 ³	0.51	0.5
1×10 ³ ~2×10 ⁵	0.26	0.6
2×10 ⁵ ~1×10 ⁶	0.076	0.7

(2) A、B 两平板为漫灰表面,其面积都为 900mm×600mm,两板相距 600mm,相互平行。它们之间的角系数为 $X_{A,B} = X_{B,A} = 0.26$ 。A 板的温度为 555℃,发射率(黑度) $\varepsilon = 0.6$ 。两板被置于温度为 10℃的大房间内。A 板面向房间的表面及 B 板都是绝热的。试求 A 板的辐射热损失。

(3) 在一台逆流式换热器中,107℃的油被水冷却到 30℃,油的比热容为 1 840J/(kg·K),水的质量流量为 1.4kg/s,比热容为 4 174J/(kg·K)。水的进出口温度分别为 20℃与 60℃。该换热器的管壁很薄,可以看成是通过平壁的传热。已知油侧表面传热系数为 540 W/(m²·K),水侧表面传热系数为 3 500 W/(m²·K),油侧与水侧的总污垢热阻为 0.000 6 m²·K/W。

求:① 油的质量流量; ② 换热器的传热面积。

A.9 西安交通大学 2000 年传热学期末考试题

I 闭卷部分(50 分钟,35 分)

1. (6 分) 一常物性、无内热源的单层长圆筒壁,内、外半径分别为 r_1 和 r_2 ,其内、外表面分别维持均匀恒定的温度 t_1 和 t_2 。试分别就 $t_1 > t_2$ 和 $t_1 < t_2$ 两种情况,定性画出壁内温度分布曲线,并作简要解释。

2. (5 分) 在煤粉锅炉的炉膛中,烟气温度高达 1600°C ,但布置在炉膛四周的水冷壁管(管内有沸腾水流动)则仍安然无恙。一般碳钢与低合金钢只能耐 420°C 的高温,即使奥氏体钢也仅能耐 550°C 的温度。为什么水冷壁处在这样高的烟气温度下仍可以安全工作?

3. (5 分) 有人认为:“重辐射面既然没有净得失热量,它的存在也就对整个系统不起任何作用”。这一看法对不对?为什么?

4. (5 分) 试述影响膜状凝结换热的主要因素。

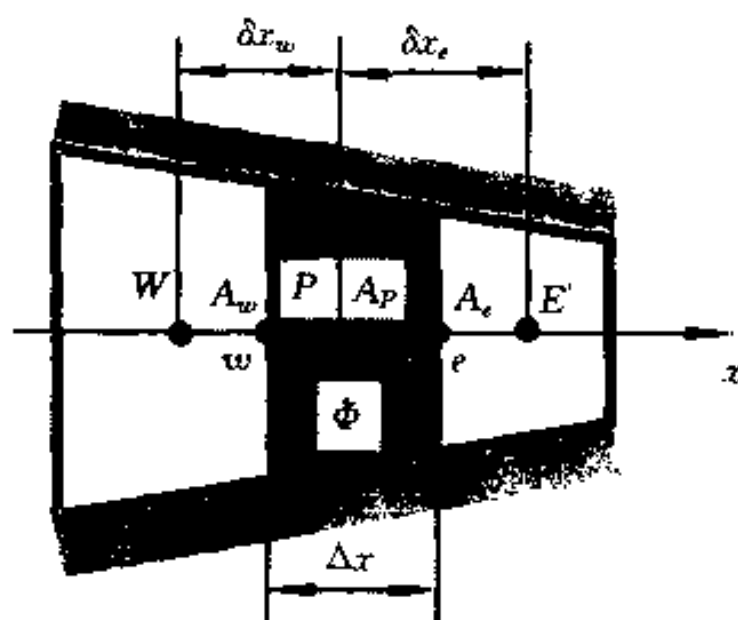
5. (6 分) 流体在管内流动换热时,短管和长管换热有何差别?为什么?

6. (8 分) 对于侧表面绝热、有均匀内热源 ϕ 的楔形物体中的一维稳态导热问题,其数值解中的三个内节点 W 、 P 、 E 如附图 17 所示。节点 P 处的截面积为 A_P ,单元 P 的边界 w 和 e 分别位于两相邻节点间距离的中点,其侧面积分别为 A_w 和 A_e ,楔形体的导热系数 λ 为常数。试用热平衡法建立节点 P 的离散方程(有限差分方程式)。并整理成如下形式:

$$a_{P,P} = a_{E,E} + a_{W,W} + b$$

(1) 写出系数 a_P 、 a_E 、 a_W 及常数 b 的表达式;

(2) 简述系数 a_E 、 a_W 的物理意义。

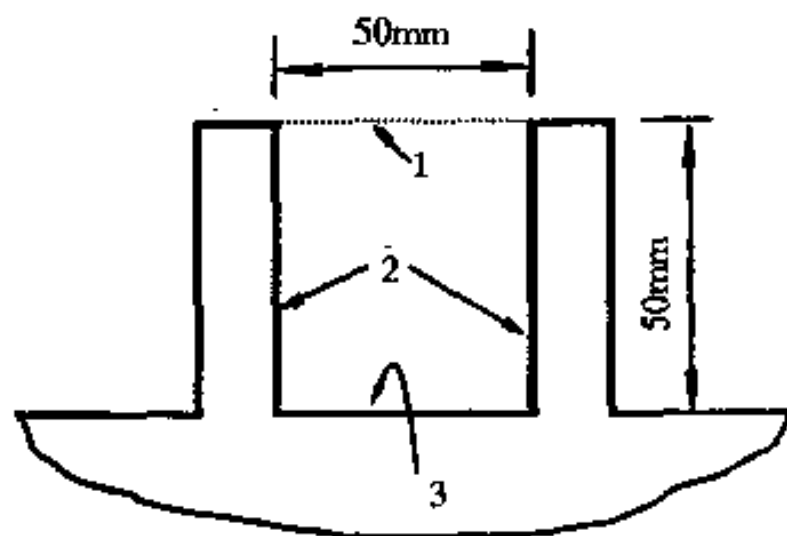


附图 17 附录 A.9 闭卷题 6 附图

II 开卷部分(100 分钟,55 分)

1. (20 分) 真空环境 $T_1 = 293\text{K}$, $\epsilon_1 = 1$ 环境下的辐射散热器,尺寸见附图 18 示,垂直纸面方向无限长。表面 3 温度 360K ,发射率为 0.8 ,表面 2 平均温度为 330K ,发射率亦为 0.8 。求:每个槽单位长度经由开口的净辐射热损失。

2. (15 分) 一厨师在炒鸡肉丝时要品尝一下咸淡,于是他从 100°C 的热炒锅中取出一鸡肉



附图 18 附录 A.9 开卷题 1 附图

丝,用口吹一会,待其降至 65°C 时再放入口中。试估算厨师需要吹多长时间? 出锅时鸡肉丝可视为平均直径为 2mm 的圆条,厨师口中吹出的气流温度为 30°C ,其与鸡肉丝之间的表面传热系数为 $100\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,鸡肉丝的 $\rho=810\text{kg}/\text{m}^3$, $c=3.35\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, $\lambda=1.1\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

3. (20 分) 一管壳式换热器,烟气在内径为 30mm 的钢管内流动,流速为 $30\text{m}/\text{s}$,烟气的进口温度为 200°C 、出口温度为 100°C 。冷水在管束与外壳之间的空间内与烟气逆向地流动,初温为 20°C ,加热到终温为 50°C 。假定水侧的表面传热系数远大于烟气侧的表面传热系数,且不考虑烟气侧传热温差的修正,同时忽略烟气的辐射换热、钢管壁的导热热阻及污垢热阻。试计算所需的直管长度。

注:卷面满分为 90 分。学生成绩另将平时成绩计入,包括:实验、上机、作业、答疑等环节的总分为 10 分。

附录 B 部分高校硕士研究生入学考试传热学考试题

B.1 天津大学 1999 年硕士研究生入学考试传热学试题

1. 名词解释(10 分,每题 2 分)

- (1) 导热傅里叶定律
- (2) 努塞尔准则
- (3) 空间辐射热阻
- (4) 有效辐射
- (5) 换热器污垢热阻

2. 选择题(10 分,每题 2 分)

(1) 某流体在两根几何尺寸完全相同的圆管内强制流动换热,一管保持壁面温度均匀并恒定不变,另一管保持壁面热流均匀并恒定不变。若两管内流体的 Re 数和 Pr 数分别相等,此两管内的换热现象是(a)相似的;(b)不相似的;(c)可以相似也可以不相似的。()

(2) 壳管式换热器,在管外各管间(壳侧)常设一些圆缺形挡板,挡板的作用是:(a)提高换热器壳侧的表面传热系数;(b)支承管束;(c)提高换热器壳侧的表面传热系数和支承管束。()

(3) 当外径为 d_2 的管道采取保温措施时,应当选用临界热绝缘直径 d_c 为(a) $d_c > d_2$; (b) $d_c = d_2$; (c) $d_c < d_2$ 的材料。()

(4) 对于黑体有 $\lambda_m T = 2897.6 \mu\text{m} \cdot \text{K}$,它是由(a)普朗克;(b)维恩;(c)斯蒂芬,最早推出的,后来它可由(a)普朗克定律;(b)维恩定律;(c)斯蒂芬—波尔兹曼定律导得。()

(5) 换热器热力计算主要基于(a)热平衡方程式;(b)传热方程式;(c)热平衡方程式和传热方程式。()

3. 问答题(25 分,每题 5 分)

(1) 说明定向辐射力 E_θ 和定向辐射强度 L_θ 的区别,以及它们之间的关系?

(2) 你认为常温下呈红色的物体在常温下红色光的光谱发射率较其他单色光(如黄、绿、蓝等)的光谱发射率是高还是低?

(3) 各向同性常物性均匀物体中,二维稳态导热时,物体中任意一点可否具有两个温度梯度?为什么?

(4) 为什么在管内强制对流换热计算中必须区分长管和短管?流态不同时(层流和湍流),长管、短管对全管长平均表面传热系数的影响有什么不同?

(5) 换热器热计算中为什么要用“平均传热温差”的概念? 目前广泛采用的对数平均温差计算公式是不是严格精确的平均温差? 说明你的判断及理由?

4. 计算题(55分)

(1) (10分) 将初始温度为 25°C 的热电偶突然放入 200°C 的空气中, 10 秒后测得热电偶温度为 80°C , 试问热电偶温度上升至 180°C 需要多少时间?

(2) (10分) 用来测定绝热材料导热系数的装置是一个中心装有电热器的空心铝球, 球的内、外半径 r_1 和 r_2 分别为 0.15 m 和 0.18 m 。在一次试验中, 球的外表面均匀浇铸了厚 0.12 m 的绝热层。球外空气温度 t_{∞} 为 20°C , 绝热层外表面与空气的表面传热系数 h 为 $30\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 稳态时测得电热器功率为 80 W , 铝球内表面温度 t_1 为 250°C , 已知铝的导热系数 $\lambda = 230\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 试求绝热层的导热系数为多少?

(3) (10分) 有一边长为 1 m 的正方体形黑壳盒子, 底部表面 1 的温度为 327°C , 顶部表面 2 的温度为 127°C , 其它所有垂直表面称为 3, 其温度为 227°C , 若已知底部表面对 4 个垂直面中的一个面的角系数 $X_{13} = 0.2$, 求 (a) 底顶两表面的辐射换热量 $\Phi_{1,2}$; (b) 底表面的净辐射换热量 Φ_1 。

(4) (15分) 质量流量 $q_m = 0.5\text{ kg/s}$ 的水流过直径 $d = 19\text{ mm}$ 的管子, 从 20°C 被加热到 48°C , 管壁温度保持 60°C , 试求水在该管内的对流表面传热系数和该管的长度。

已知: 水的物性参数:

$t(^{\circ}\text{C})$	$\lambda \times 10^2 / [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$	$\nu \times 10^6 / (\text{m}^2/\text{s})$	Pr	$\rho / (\text{kg}/\text{m}^3)$	$c_p / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
20	59.9	1.006	7.02	998	4.183
30	61.8	0.805	5.42	995	4.174
40	63.5	0.659	4.31	992	4.174
50	64.8	0.556	3.54	988	4.174

选用管内对流换热准则方程:

充分发展层流: $Nu_f = 4.364$

充分发展湍流: $Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4}$

(5) (10分) 发电厂冷凝器, 管内冷却水单程总共用 30 000 根薄壁黄铜管, 管径 $d = 25\text{ mm}$, 忽略管壁厚度与导热热阻, 管内对流表面传热系数 $h_i = 7\ 552\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 蒸汽在管外凝结, $h_o = 11\ 000\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 要求换热器的总热负荷达到 $\Phi = 2 \times 10^9\text{ W}$, 冷水入口温度 $t_1 = 20^{\circ}\text{C}$, 蒸汽冷凝温度恒定为 50°C , 假设该冷凝器由于交叉流动面引起的修正系数 ψ (或 $\epsilon_{\Delta t}$) = 0.98, 冷却水总质量流量为 $3 \times 10^4\text{ kg/s}$, 水比热容取 $c_p = 4.179\text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, 求:

(1) 排出冷凝器的冷却水温度 t_2 ;

(2) 管子长度 l 。

B.2 浙江大学 1999 年硕士研究生入学考试传热学试题

1. 填空题(20分,每题2分)

- (1) 热扩散率(导温系数)是材料_____的指标,大小等于_____。
- (2) 影响强制对流换热的主要因素有_____。
- (3) 动量传递和热量传递的雷诺比拟的解为_____,适用条件是_____。
- (4) 影响膜状凝结换热的主要热阻是_____。
- (5) 自模化现象是_____,其发生的条件是_____。
- (6) 同一壳管式换热器,_____布置时对数平均温差最大,_____布置时对数平均温差最小。
- (7) 在热辐射分析中,把_____称为灰体。
- (8) 通常,把_____的材料称为保温材料。
- (9) 有效辐射是_____,它包括_____两部分。
- (10) 傅里叶定律的数学表示式是_____。

2. 问答题(40分,每题10分)

- (1) 写出 Bi 准则,说明(1) $Bi = 0$; (2) $Bi \rightarrow \infty$ 时,无限大平壁内温度随时间变化的特征,并作图说明之。
- (2) 当采用加肋片增强传热时,最有效的方法是肋片应加在哪一侧?为什么?此外请再说明你认为的最佳形状肋片是什么样的?为何最佳?
- (3) 为什么改变内部流动截面形状会改变换热效果?试用充分发展湍流公式 $Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.3}$ 解释之。
- (4) 试用传热学理论解释热水瓶的保温原理。

3. 计算题(40分,每题20分)

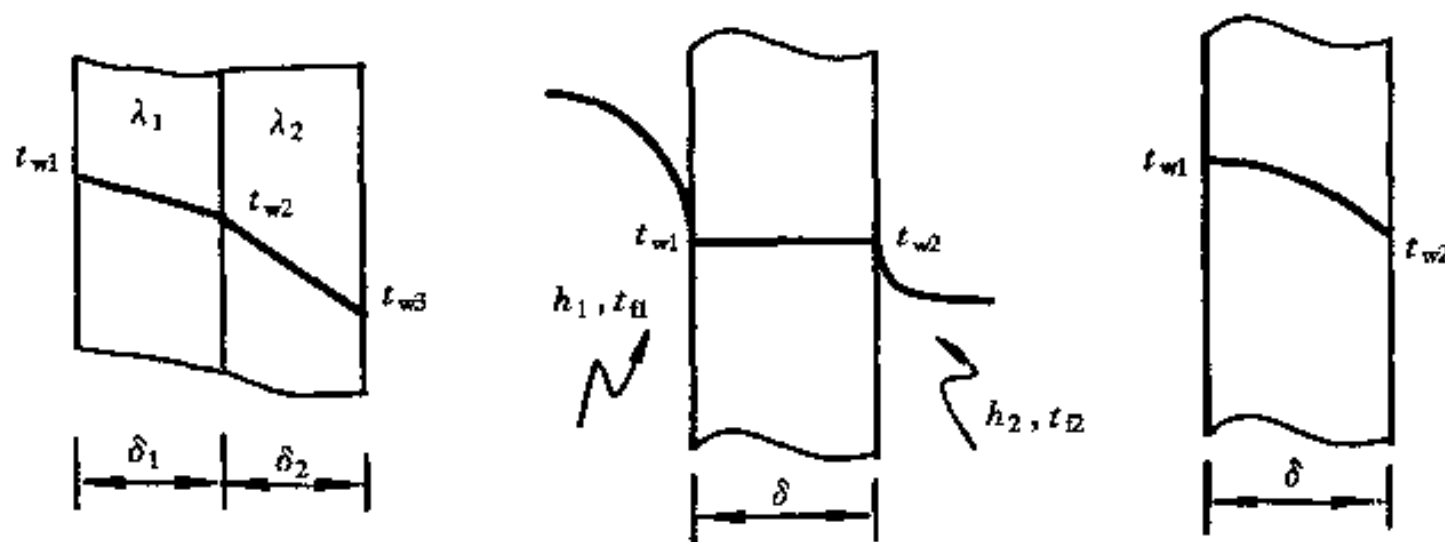
(1) 在一逆流式水-水换热器中,管内为热水,进口温度为 100°C ,出口温度为 80°C ,管外流过冷水,进口温度为 20°C ,出口温度为 70°C 。总换热量 350 kW ,共有 53 根内径为 16 mm 、壁厚为 1 mm 的管子。管壁导热系数为 $40\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,管外流体的表面传热系数为 $1500\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,管内流体为一个流程。假设管子内、外表面都是洁净的,试确定所需的管子长度。(90 $^\circ\text{C}$ 时水的物性:密度为 $965.3\text{ kg}/\text{m}^3$,比热容为 $4.208\text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$,导热系数为 $0.68\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,运动粘度为 $0.326 \times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$, $Pr = 1.95$,管内表面传热系数计算公式见问答题 3)。

(2) 工作温度为 T_f 的大炉子上有一圆形观察孔,直径为 d ,观察孔上用穿透比为 0.8、反射比为 0 的材料覆盖,覆盖材料的发射率为 0.8,其对室温下辐射源的照射是不透明的。覆盖层的外表面与环境空气接触,周围空气温度为 T_s ,对流换热表面传热系数为 h ,假设覆盖层内表面与炉内介质的对流效应可忽略,且覆盖材料与炉壁的连接处绝热良好,试根据已知条件计算炉子的热损失和覆盖层的温度(请说明如何得到计算结果,已知条件中的温度均为热力学温度)。

B.3 东南大学 1997 年硕士研究生入学考试传热学试题

1. 简答题(30 分)

(1) 无限大平壁在稳态导热时,有如下不同的温度分布曲线,已知平壁导热系数为常数,试列出满足附图 19 所示曲线的其它条件。



附图 19 附录 B.3 题 1(1)附图

(2) 空气横掠圆管时,对流换热实验关联式为 $Nu_f = CRe_f^n$,当流速为零时,对流换热量是否为零?为什么?

(3) 两块大平板中间放置第三块平板,可起到减少辐射传热的作用,故称第三块板为遮热板。问:

① 遮热板的位置移动,不在正中间,遮热效果是否受影响?

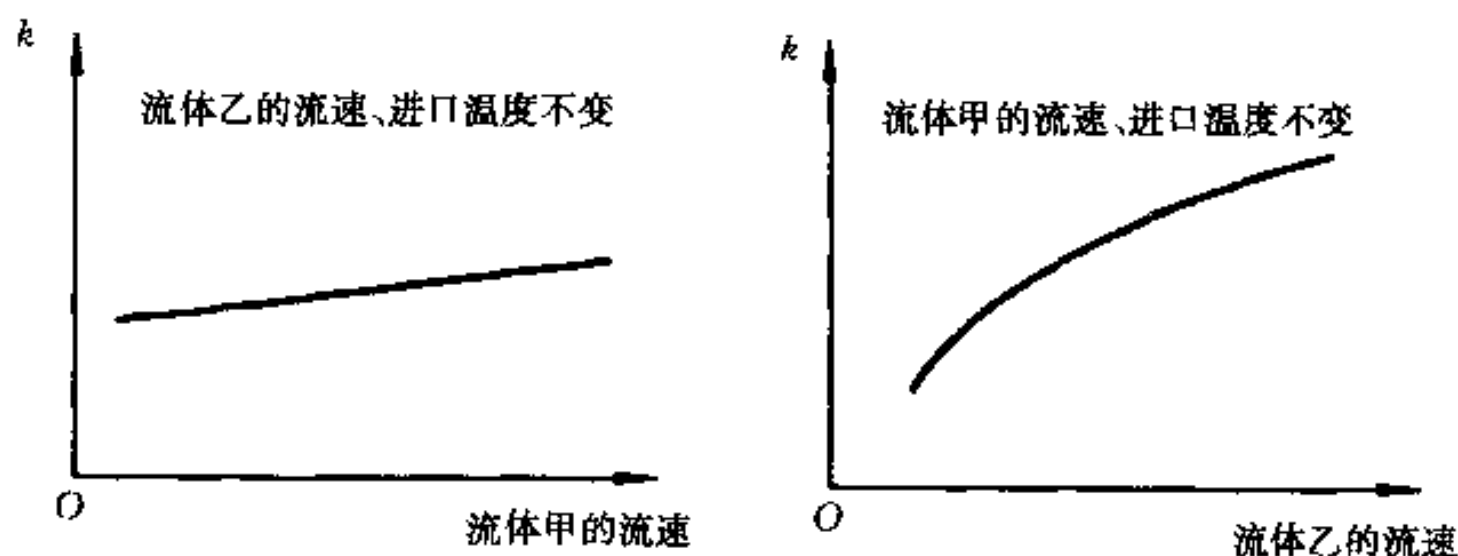
② 如果遮热板两表面的发射率不同,板的朝向会不会影响遮热效果?

③ 如果遮热板是有一定厚度的非金属板,与金属遮热板比较,其遮热效果可能有怎样的变化?

(4) 有一冷油器,用冷却水冷却变压器油,实验测得其传热系数 k 有如附图 20 所示特性。问:

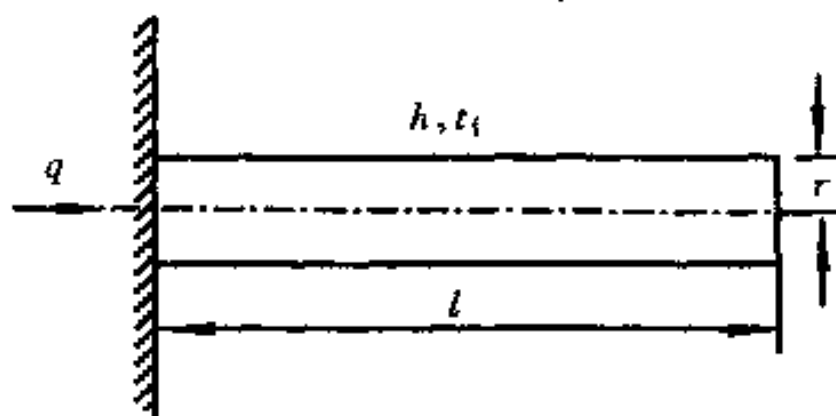
① 该换热器的主要热阻在哪一侧?

② 如两种流体流速相差不多,你认为流体甲是水还是油?为什么?



附图 20 附录 B.3 题 1(4)附图

2. (14分) 有一根半径为 r 的发热长细圆杆, 单位体积发热量为 ϕ , 导热系数为 λ 。细杆侧面和右端面与温度为 t_f 的流体对流换热, 对流换热表面传热系数为 h , 左端面热流密度 q 已知, 如附图 21 所示。试列出杆内温度变化的微分方程式及有关单值性条件。(不必求解)



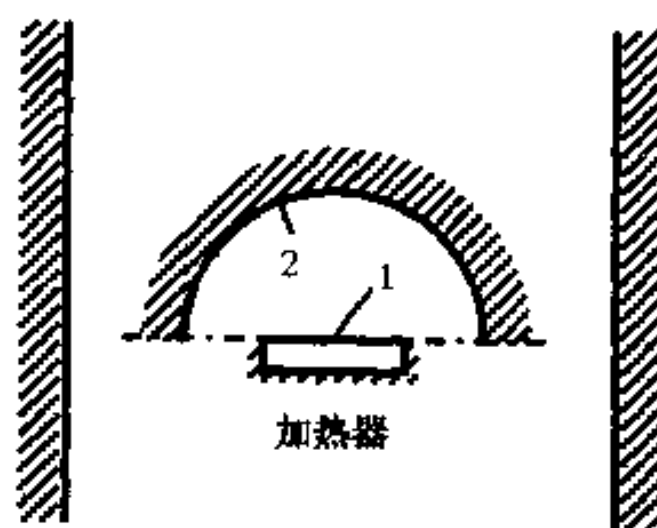
附图 21 附录 B.3 题 2 附图

3. (14分) 进口温度为 $95\text{ }^\circ\text{C}$ 的热水以 0.2 m/s 的速度在外径为 46 mm 、内径为 40 mm 、长度为 100 m 的直管内流过, 管壁导热系数 $\lambda_1 = 30\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, 管外包导热系数 $\lambda_2 = 0.1\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 的保温材料, 若要求热水输送管的出口水温不低于 $85\text{ }^\circ\text{C}$, 保温层外表面温度为 $50\text{ }^\circ\text{C}$, 保温层至少应包多厚?

饱和水的热物理性

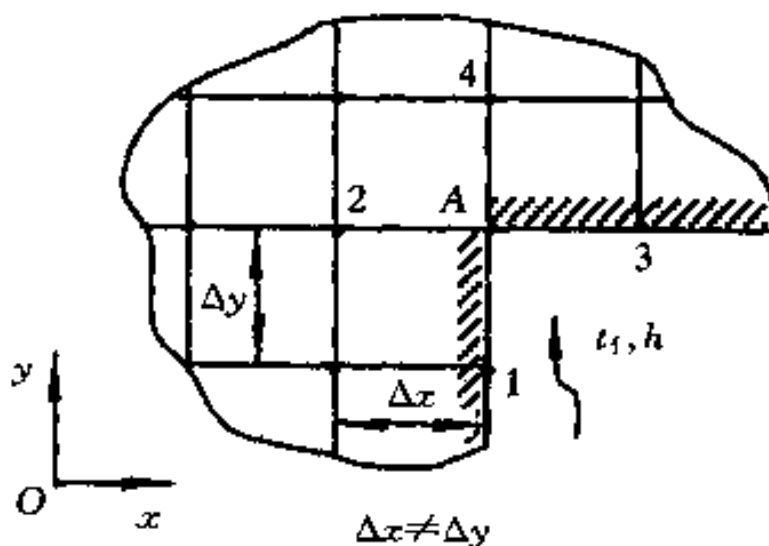
$t/^\circ\text{C}$	$\rho/(\text{kg/m}^3)$	$c_p/(\text{kJ/kg}\cdot\text{K})$	$\lambda \times 10^2/(\text{W/(m}\cdot\text{K)})$	$\nu \times 10^6/(\text{m}^2/\text{s})$	Pr
80	971.8	4.195	67.4	0.365	2.21
90	965.3	4.208	68.0	0.326	1.95
100	958.4	4.220	68.3	0.295	1.75

4. (18分) 壁温为 300 K 的大房间内, 放置有直径 $d_1 = 200\text{ mm}$ 的圆盘电加热器 1, 其上方有一直径 $d_2 = 400\text{ mm}$ 的半球罩。圆盘电热器底部和侧面被良好保温, 如附图 22 所示。已知圆盘表面温度 1000 K , 发射率 $\epsilon_1 = 0.9$, 半球罩表面温度为 600 K , 发射率 $\epsilon_2 = 0.5$, 如不计对流换热, 求稳定状态下电加热器所需加热功率, 并画出辐射网络图。(半球罩外侧不参加换热)。



附图 22 附录 B.3 题 4 附图

5. (14分) 某板式换热器一侧为被冷却的油, 其质量流量 $q_{m1} = 10\ 000\text{ kg/h}$, $c_{p1} = 1.90\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$, 进口温度 $t'_1 = 200\text{ }^\circ\text{C}$, 出口温度 $t''_1 = 134\text{ }^\circ\text{C}$, 冷却水在传热面另一侧流动, 进口温度 $t'_2 = 24\text{ }^\circ\text{C}$, 质量流量 $q_{m2} = 3\ 000\text{ kg/h}$, 比定压热容 $c_{p2} = 4.186\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$, 两种流体逆向流动, 已知其传热系数 $k = 300\text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$, 如忽略换热器的散热损失, 求所需传热面积, 并画出两种流体沿传热面积的温度变化图。



附图 23 附录 B.3 题 6 附图

6. (10分) 求如附图 23 所示壁面内直角处节点 A 的离散方程式。壁面外表面与流体(温度 t_f) 对流换热, 表面传热系数 h 。壁面内有内热源, 单位体积内内热源强度为 ϕ , 壁面按二维稳态导热问题处理。(方程式不必整理)。

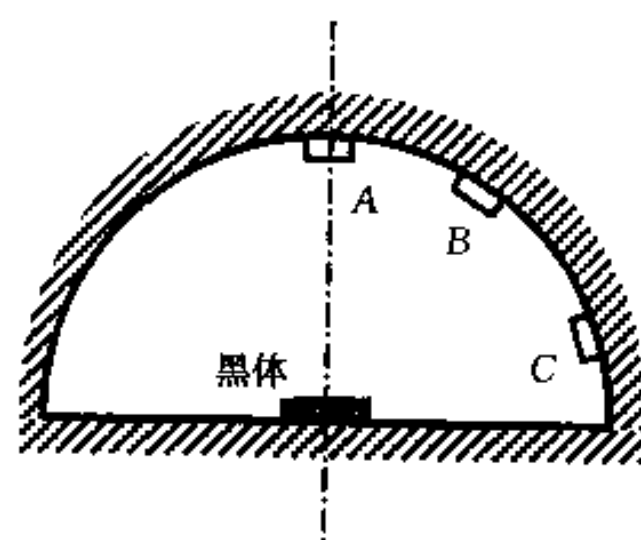
B.4 重庆大学 2000 年硕士研究生入学考试传热学试题

1. 试分别指出下列两式的不同之处:(10 分, 每题 5 分)

(1) 对流换热微分方程 $h = -\frac{\lambda}{\Delta t} \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=0}$ 与导热问题中的第三类边界条件表达式 $-\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \Big|_w = h(t_w - t_f)$;

(2) Nu 数与 Bi 数: $Nu = \frac{hl}{\lambda}$, $Bi = \frac{hl}{\lambda}$ 。

2. (5 分) 一半球形真空辐射炉, 球心处有一个尺寸不大的圆盘形黑体辐射加热元件, 如附图 24 所示。试指出图中 A、B、C 三处中何处定向辐射强度最大? 何处辐射热流密度最大?



附图 24 附录 B.4 题 2 附图

3. (10 分) 试说明下列各式中哪些是正确的:

- (1) $X_{(1+2),3} = X_{1,3} + X_{2,3}$;
- (2) $X_{3,(1+2)} = X_{3,1} + X_{3,2}$;
- (3) $A_{(1+2)} X_{3,(1+2)} = A_1 X_{3,1} + A_2 X_{3,2}$;
- (4) $A_{(1+2)} X_{(1+2),3} = A_1 X_{1,3} + A_2 X_{2,3}$;
- (5) $A_3 X_{(1+2),3} = A_3 X_{1,3} + A_2 X_{2,3}$ 。

4. (5 分) 有人说:在换热器的流体温度沿程变化中,端差大的一侧的流体温度变化曲线较陡,端差小的一侧的流体温度变化曲线较平。你是否同意这种说法? 为什么?

5. 试回答下列各题:(10 分, 每题 5 分)

(1) 空气从上向下横掠管束时,平均对流表面传热系数随着竖直方向上的管排数的增加而增加,而蒸汽在水平管束外凝结换热时,竖直方向上管排数越多,平均凝结换热表面传热系数越低,为什么?

(2) 在大气压下将同样的两滴水滴在表面温度分别为 120°C 和 400°C 的锅上,试问滴在何种锅上的水先被烧干? 为什么?

6. (15 分) 有一小型浸没式热水器,体积 V 、外表面积 A 、功率 P 及金属材料的 ρ 、 λ 、 c_p 均已知。正常使用中,热水器浸没在水中,所以不会超过熔点。由于操作人员疏忽,热水器未浸在水中而是在空气中就接通电源,假设空气与热水器间的对流表面传热系数 h 已知且为常量。空气温度为 t_∞ ,热水器未接通电源前温度为 t_0 。

(1) 试用集总参数法确定热水器在接通电源后温度与时间的关系;

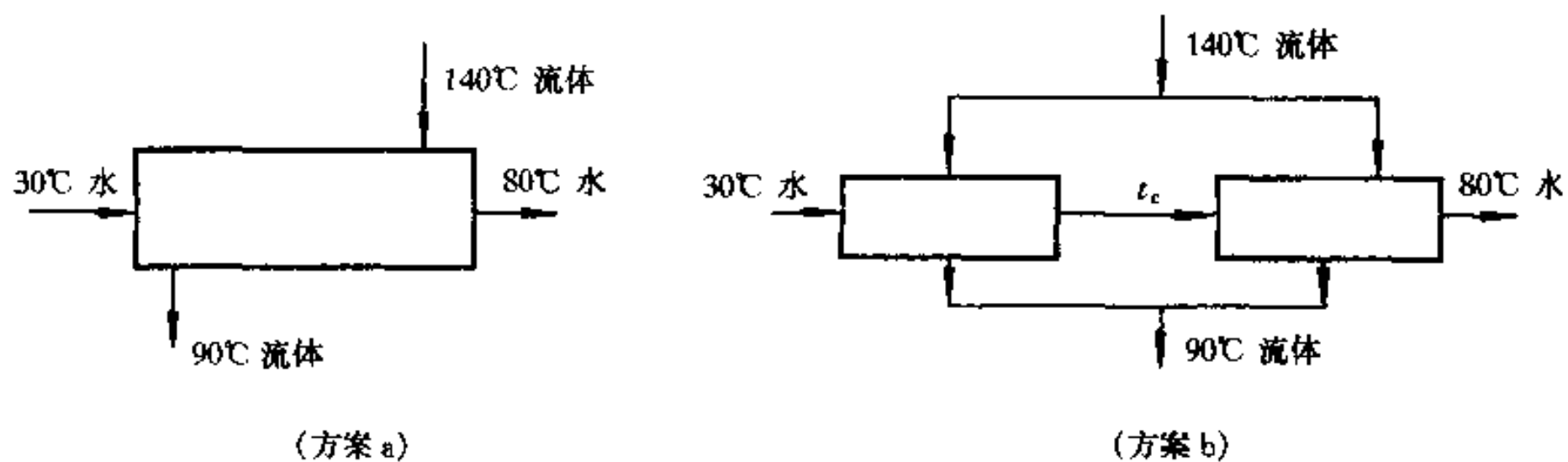
(2) 若已知 $V = 1.6 \times 10^{-5} \text{m}^3$, $A = 3.2 \times 10^{-3} \text{m}^2$, $\rho = 894.0 \text{kg/m}^3$, $\lambda = 260 \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $c_p = 4200 \text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, $P = 40 \text{W}$, $h = 11.4 \text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 金属熔点为 538°C , $t_\infty = t_0 = 20^\circ\text{C}$, 试计算热水器达到熔点所需的时间。

7. (15 分) 管内湍流强制对流换热时,流速增加一倍,其它条件不变,对流换热表面传热系数 h 如何变化? 管径缩小一半,流速等其它条件不变, h 如何变化? 管径缩小一半,体积流量等其它条件不变, h 又如何变化?

8. (15 分) 二平行大平板($T_1 > T_2$)间放一遮热板,遮热板两表面 A 和 B 的发射率分别

为 ϵ_a 和 ϵ_b ,且 $\epsilon_a = 2\epsilon_b$,试说明遮热板A面朝向板1的遮热效果好还是B面朝向板1的遮热效果好?并说明何种情况下遮热板的温度较高?

9. (15分) 如附图25示出两个逆流换热器方案,每种方案均使用逆流。质量流量为 1.2kg/s 的水均从 30°C 被加热到 80°C ,热流体从 140°C 被冷却到 90°C 。在方案b中,每台换热器分得热流体一半的质量流量,且流出温度均为 90°C 。在两个方案中换热器的传热系数均为 $0.9\text{ kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。假设水和另一种流体的热容量 $q_m c_p$ 相同,试计算每种情况下换热器的总面积。已知水的 $c_p = 4190\text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。



附图25 附录B.4题9附图

B.5 华中科技大学 2000 年硕士研究生入学考试传热学试题

1. 简答题

(1) 热量传递有哪三种基本方式? 它们传递热量的机理如何? 自然界是否存在单一的热量传递方式? 试举例说明。

(2) 我们为什么把肋片的散热归入一维稳态导热问题? 肋片效率是如何定义的, 它与哪些因素相关? 增大肋片效率有哪些措施? 这样做是否一定是经济合理的?

(3) 对流换热表面传热系数是怎样定义的? 它与哪些因素有关? 常用哪些途径去求解对流换热问题?

(4) 流体流过平板会在流动方向上产生速度边界层和热边界层(如果流体与壁面存在温差), 要使边界层的厚度远小于流动方向上平板长度的条件是什么? 而速度边界层和热边界层的相对厚度又与什么因素相关?

(5) 什么是灰体? 在实际工程计算中我们把物体表面当作灰体处理应满足什么条件? 而又为什么要满足这样的条件?

2. 计算题

(1) 一根外径为 25 mm 的管子, 其壁面温度保持 107 °C。如果用 12 根等距分布的纵肋片装在管子表面上, 试求传热量增加的百分率。已知肋厚为 2.5 mm, 肋高为 19 mm, 肋片的导热系数为 111 W/(m·K), 周围空气温度为 27 °C, 表面传热系数为 10 W/(m²·K)。

(2) 将初始温度为 80 °C、直径为 20 mm 的紫铜棒突然横置于气温为 20 °C、流速为 12 m/s 的风洞之中, 5 分钟后紫铜棒温度降到 34 °C。试计算此时空气和紫铜棒之间的表面传热系数。已知紫铜棒的物性为: $\rho = 8954 \text{ kg/m}^3$, $c = 383.1 \text{ J/(kg·K)}$, $\lambda = 386 \text{ W/(m·K)}$ 。

(3) 在大气压力下, 温度为 $t_1 = 52 \text{ °C}$ 的空气以 $u_\infty = 10 \text{ m/s}$ 的速度流过壁面温度 $t_w = 148 \text{ °C}$ 的平板。试求距前沿 50 mm 处的速度边界层厚度、热边界层厚度、局部表面传热系数和平均表面传热系数。

(4) 压力为 $0.7 \times 10^5 \text{ Pa}$ 的饱和水蒸气, 在 0.3 m 高的竖直平板上发生膜状凝结, 平板温度保持 70 °C, 试求平均表面传热系数以及平板每米宽的凝结液量。

(5) 有一同心长套管, 其内、外管的直径分别为 $d_1 = 50 \text{ mm}$ 和 $d_2 = 0.3 \text{ m}$, 温度分别为 $t_1 = 277 \text{ °C}$ 和 $t_2 = 27 \text{ °C}$, 发射率分别为 $\epsilon_1 = 0.6$ 和 $\epsilon_2 = 0.28$ 。如果用直径 $d_3 = 150 \text{ mm}$ 、发射率 $\epsilon_3 = 0.2$ 的薄铝管作为辐射屏(遮热管)插入内、外管之间, 试求①内、外管间单位管长的辐射换热量; ②作为辐射屏的铝管温度。

附部分计算公式:

$$(1) \text{ 流体流过平板的速度边界层厚度 } \delta = \frac{4.64}{\sqrt{Re_x}};$$

$$(2) \text{ 流体流过平板的局部表面传热系数 } h_x = 0.332 \frac{\lambda}{x} Re_x^{1/2} Pr^{1/3};$$

$$(3) \text{ 竖板膜状凝结平均表面传热系数 } h = 1.13 \left[\frac{kg\rho^2\lambda^3}{\eta H(T_s - T_w)} \right]^{1/4}$$

B.6 上海交通大学 1998 年硕士研究生入学考试传热学试题
(含流体力学)

1. (12 分) 写出下列准则的表达式,并注明各量的物理意义:

Bi Fo Gr Nu Re Eu

2. (9 分) 温度为 t_0 的球体被突然置于温度为 t_∞ 的流体中冷却,表面传热系数为 h ,如果要求在任一瞬间圆球内各点温度始终能够维持基本一致即可以不考虑球内有温差,问这个圆球直径 d 的约束条件是什么? 假定球体材料导热系数用 λ 表示。

3. (12 分) 一根直径为 $d = 3\text{mm}$ 的铜导线,每米长的电阻等于 $2.22 \times 10^{-3}\Omega$,导线外包有绝缘层,厚 $\delta = 1\text{mm}$,导热系数 $\lambda = 0.15\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。限定绝缘层的最高温度为 $t_1 = 65^\circ\text{C}$,最低温度 $t_2 = 0^\circ\text{C}$,试确定在这种条件下导线中允许通过的最大电流 I_{\max} 。

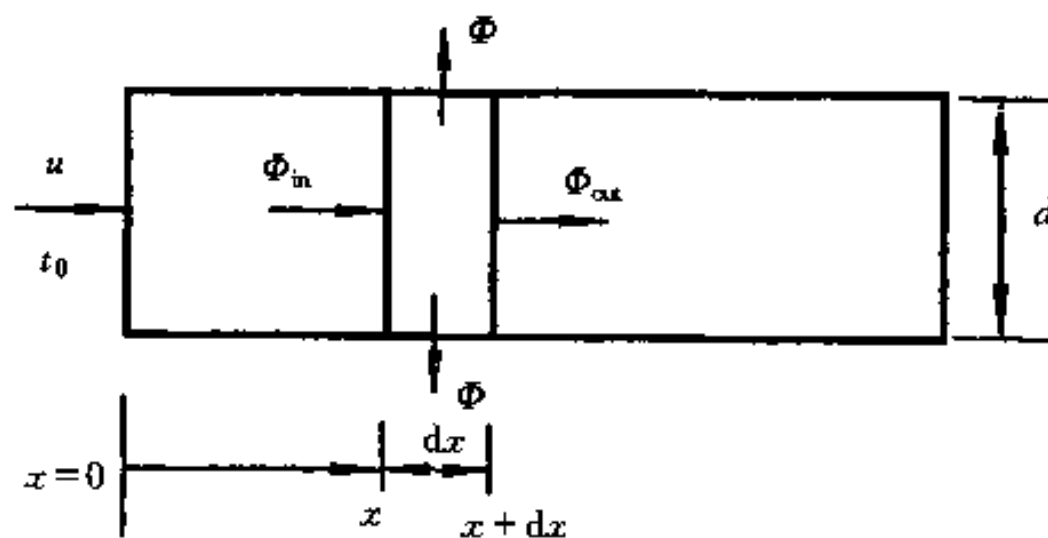
4. (18 分) 如附图 26 所示,平均流速为 u 的流体在内径为 d 的圆管内稳定流动,流体的密度 ρ ,比定压热容 c_p 和导热系数 λ 均为常数,管内流体与管外大气的传热系数为 k ,大气温度 t_∞ 看成常数。要求

(1) 导出 $x = x$ 截面处由导热和对流传入控制体 dx 的热量 Φ_{in} 以及 $x = x + dx$ 截面处由导热和对流从控制体传出的热量 Φ_{out} 的表达式;

(2) 导出控制体 dx 内的流体和管外大气之间的传热量 Φ 的表达式;

(3) 通过能量守恒分析,导出上述流动流体的能量方程式,分析时略去流体的轴向导热作用;

(4) 假定圆管入口 $x = 0$ 处流体温度 $t = t_0$,试解出管内流体过余温度 $\theta = t - t_\infty$ 沿轴向 x 的分布式。



附图 26 附录 B.6 题 4 附图

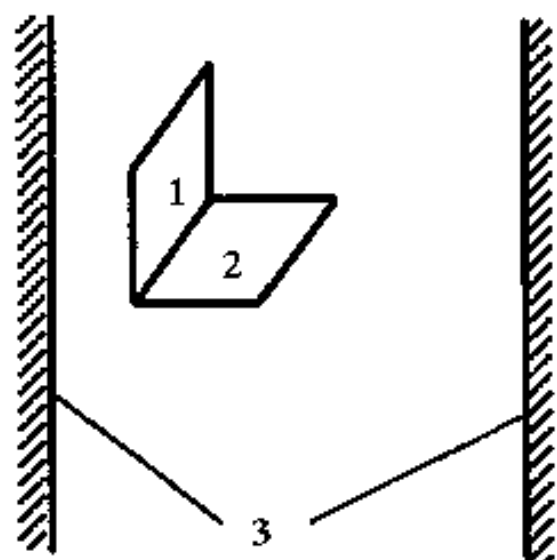
5. (16 分) 套管式热水器的冷水进口温度 $t'_c = 15^\circ\text{C}$,出口温度 $t''_c = 33^\circ\text{C}$,比定压热容 $c_{p,c} = 4.18\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$,质量流量 $q_{m,c} = 10\text{kg}/\text{s}$,热流体的进口温度 $t'_h = 75^\circ\text{C}$,其热容量 $q_{m,h}c_{p,h} = 25\text{kW}/\text{K}$,若传热系数 $k = 1570\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,试计算在逆流和顺流两种情况下热水器的传热面积 A 分别为多少?

6. (18 分) 如附图 27 所示,面积均为 $25\text{cm} \times 25\text{cm}$ 的表面 1 和表面 2 相互垂直放置,其角系数 $X_{1,2} = 0.2$,表面 1 的温度 $T_1 = 1000\text{K}$,发射率 $\epsilon_1 = 0.6$,表面 2 绝热。两表面与壁温 $T_3 = 300\text{K}$ 的大房间进行辐射交换。试求

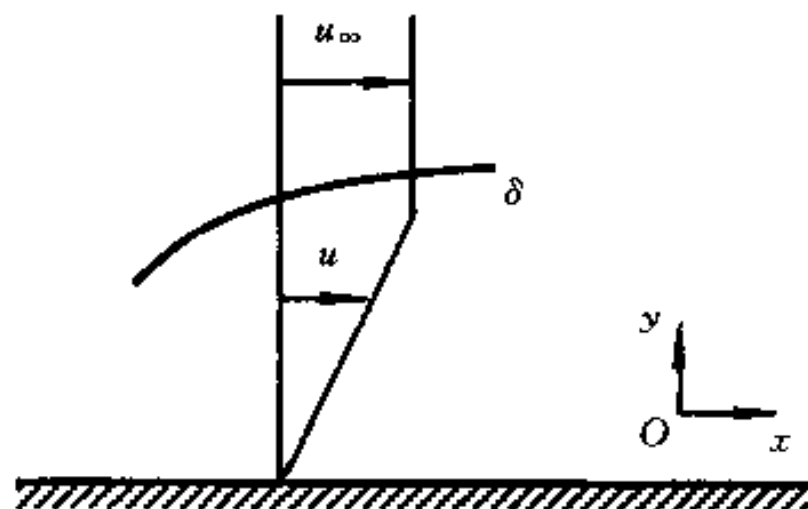
- (1) 画出该体系辐射网络图;
- (2) 计算表面 1 的辐射热损失 Φ_1 ;
- (3) 计算表面 2 的温度 T_2 。(假定表面 1 和表面 2 的背面不参与热交换)

7. (15 分) 试导出如附图 28 所示平板流动速度边界层厚度 $\delta(x)$ 的计算式。已知边界层的速度分布为 $\frac{u}{u_\infty} = \frac{y}{\delta}$, 边界层动量积分方程式为

$$\rho \frac{d}{dx} \int_0^\delta (u_\infty - u) u dy = \eta \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0}$$



附图 27 附录 B.6 题 6 附图



附图 28 附录 B.6 题 7 附图

B.7 清华大学工程力学系 1997 年硕士研究生入学考试传热学试题

1. 选择填空(12 分,每题 3 分)

- (1) 大空间等温竖壁湍流自然对流换热的准则关系式 $Nu = c(GrPr)^n$ 中的指数 n 等于:
()
(a) 0.8; (b) 1/4; (c) 1/3; (d) 0.2
- (2) 下列材料中导热系数最大的是:()
(a) 纯铜; (b) 纯铁; (c) 黄铜; (d) 天然金刚石
- (3) 下列工质的 Pr 数最小的是:()
(a) 水; (b) 空气; (c) 液态金属钠; (d) 变压器油
- (4) 在研究混合对流换热问题时常用 Gr/Re^2 来判断是否考虑自然对流的影响,通常认为 Gr/Re^2 小于()时可忽略自然对流的影响。
(a) 0.1; (b) 100; (c) 10; (d) 0.01

2. 简答题(20 分,每题 4 分)

- (1) 试说明 Bi 数的物理意义。表面上看 Bi 数与 Nu 数的表达式相同,其差别是什么?
- (2) 在表示非稳定导热的解的诺谟图(无限大平板等的海斯勒图)中,中心温度(以 Bi 数为参变量)随 Fo 数几乎均按直线规律变化,试说明为什么?
- (3) 以等截面直肋为例,试用热阻的概念简要说明在什么条件下采用肋化表面可以得到强化换热的效果,何时则得不到强化换热的效果(仅考虑一侧壁面与流体之间的换热)。
- (4) 为什么称大容器饱和沸腾中的临界热流为沸腾危机或烧毁点?
- (5) 不凝性气体的存在为什么会使膜状凝结换热恶化?

3. 判断下列说法是否正确,并简要说明为什么。

(1) (8 分) 因为只有在高温条件下辐射换热才起主要作用,所以在常温条件下处于空气中的等温竖板的换热只需要考虑自然对流就可以了,而不必考虑竖板对环境的辐射换热。

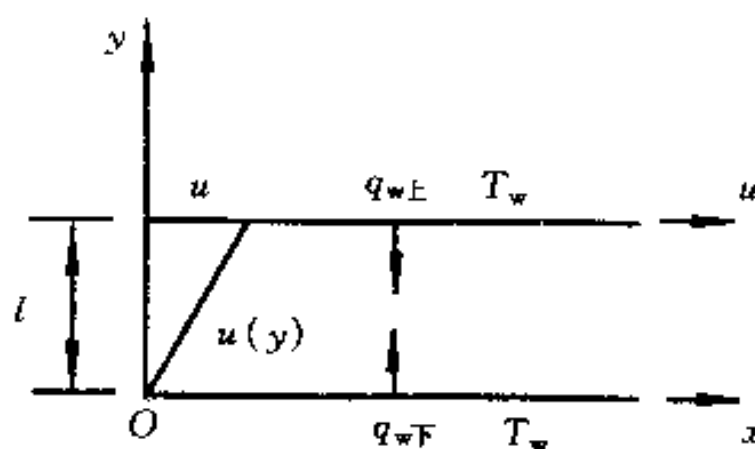
(2) (7 分) 不管对均匀来流横吹等温平板的强制对流换热还是对等温竖板的自然对流换热来说, Pr 数的大小均以相同的规律影响动量边界层厚度与温度边界层厚度的比值,即当 $Pr > 1$ 时, $\delta/\delta_t > 1$, 当 $Pr = 1$ 时, $\delta/\delta_t = 1$, 当 $Pr < 1$ 时, $\delta/\delta_t < 1$ 。

4. (15 分) 用热电偶来测量气流的温度,热电偶结点可近似看作圆球,若气流和热电偶结点间的对流换热表面传热系数 $h = 400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,热电偶结点的导热系数 $\lambda = 20 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,比定压热容 $c_p = 400 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,密度 $\rho = 8500 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。(1) 若时间常数为 1 秒,求热电偶结点的直径?(2) 若将初温为 25°C 、时间常数为 1 秒的热电偶放入 200°C 的气流中,热电偶结点温度达到 199°C 需要多少时间?(3) 若环境为 25°C 的大空间,热电偶结点的发射率为 0.88,忽略热电偶丝的导热损失,热电偶测得的气流温度为 195°C ,求气流的实际温度。

5. (10 分) 无限长空心金属圆管通电加热,可视为管壁内存在均匀的内热源,金属材料的电阻率为 ρ ,管子的内半径为 r_1 ,外半径为 r_2 ,电流为 I ,管子的外表面与温度为 t_∞ 的流体进行对流换热,表面传热系数为 h ,忽略管内空气的对流,将其视为一维稳定导热问题,试写出求

解管壁和管内空气温度分布的微分方程和边界条件。

6. (18分) 如附图 29 所示, 两无限大平行平板的间距为 l , 下板静止不动, 上板以速度 u 作匀速运动, 粘性流体在两平板间作稳定的层流流动。两板的温度均为 T_w , 流体的物性为常量。如果已知速度分布为 $u(y) = uy/l$, $v = 0$, 沿运动方向的速度梯度为零, 即 $\partial T/\partial x = 0$, 但需要考虑粘性耗散, $\eta(\partial u/\partial y)^2$, 试求:

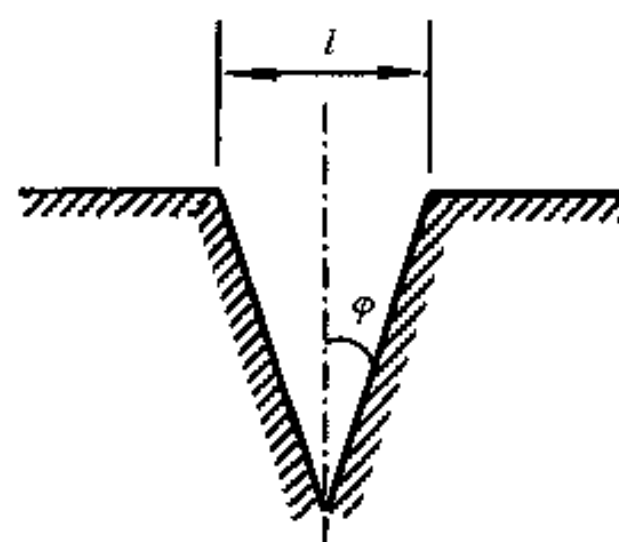


附图 29 附录 B.7 题 6 附图

- (1) 流体沿 y 方向的温度分布, $T(y) = ?$
- (2) 上下板的换热热流密度, $q_{w\uparrow} = ?$, $q_{w\downarrow} = ?$
- (3) 若定义 $q_{w\uparrow} \pm q_{w\downarrow} = h(T_w - T_f)$, T_f 为流体的

的截面平均温度, 则 $Nu = hl/\lambda = ?$

7. (10分) 如附图 30 所示, 温度为 T , 发射率为 ϵ 的 V 形槽以辐射方式向温度为 T_e 的大空间散热, V 形槽在垂直于纸面方向无限长, 画出 V 形槽对大空间辐射换热的网络图, 并求出单位长度 V 形槽向大空间的辐射散热量。



附图 30 附录 B.7 题 7 附图

B.8 中国科学技术大学 1999 年硕士研究生入学考试传热学试题

1. 概念题(40 分)

(1) (5 分) 画出水在 1 个大气压下的饱和沸腾曲线, 指出沸腾区的划分及其主要特征; 给出过热度(过余温度) ΔT_e 与热流密度 q 的大致数值。

(2) (5 分) 写出雷诺数 Re , 努塞尔数 Nu , 格拉晓夫数 Gr , 普朗特数 Pr 的表达式, 并说明它们的物理意义。

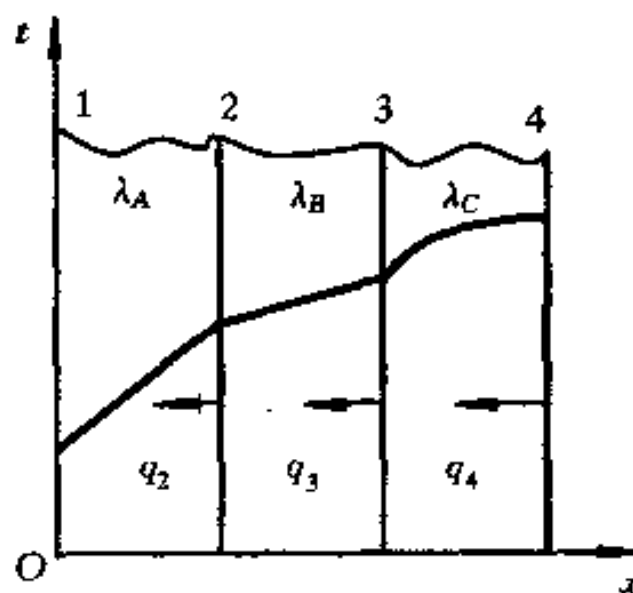
(3) (5 分) 腔体内表面积 100m^2 , 发射率 $\epsilon = 1$, 腔体开口面积为 0.02m^2 , 已知其辐射功率 70W , $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$, 求腔体内壁温度 T 。若内壁仍保持这个温度, 但 ϵ 变为 0.15 , 问辐射功率为多少?

(4) (5 分) 在太阳能热利用中, 总希望固体表面对太阳光的吸收比 α 大, 而其本身的发射率 ϵ 小。假定: 太阳为 5800K 的黑体, 而固体表面温度为 T_s , 试写出 α 及 ϵ 的计算式, 并说明它们虽然 $\alpha \neq \epsilon$ 却不违背基尔霍夫定律, 为什么?

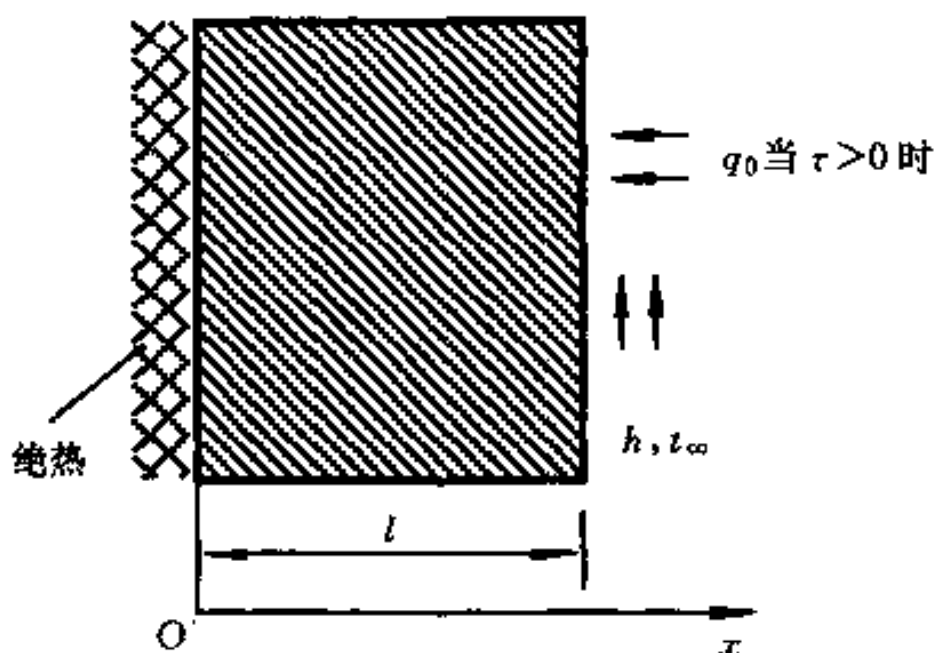
(5) (5 分) 证明: 对于漫射灰表面(兰贝特表面), 辐射力 E (即全波长半球方向辐射功率)与全波长定向辐射强度 L 之间的关系为: $E = \pi L$ (π 为立体角)。

(6) (7 分) 假定: 无限大平壁, 常物性, 稳态, 试说明 $d^2t/dx^2 = 0, >0, <0$ 所表示的热状态。

(7) (8 分) 由分别具有导热系数为 $\lambda_A, \lambda_B, \lambda_C$ 三种材料构成的一个复合平壁(如附图 31 所示), 已知壁 1-2, 2-3 中温度分布线性, 壁 3-4 中的分布为抛物线, 试比较: q_2 和 q_3 ; q_3 和 q_4 ; λ_A 和 λ_B ; λ_B 和 λ_C 的相对大小。



附图 31 附录 B.8 题 1(7)附图



附图 32 附录 B.8 题 2(1)附图

2. 计算题(60 分)

(1) (14 分) 如附图 32 所示, 一平壁的内表面绝热, 外表面曝露于温度为 t_∞ 的空气流中, 初始时($\tau = 0$), 平壁温度 t_i 均匀且等于 t_∞ , 当 $t_i > 0$, 突然一股辐射热流辐照于外表面。辐射热流密度为 q_0 , 假定: 一维, 常物性, 无内热源, 投射辐射全被壁面吸收, 壁面与周围间辐射热交换可忽略。

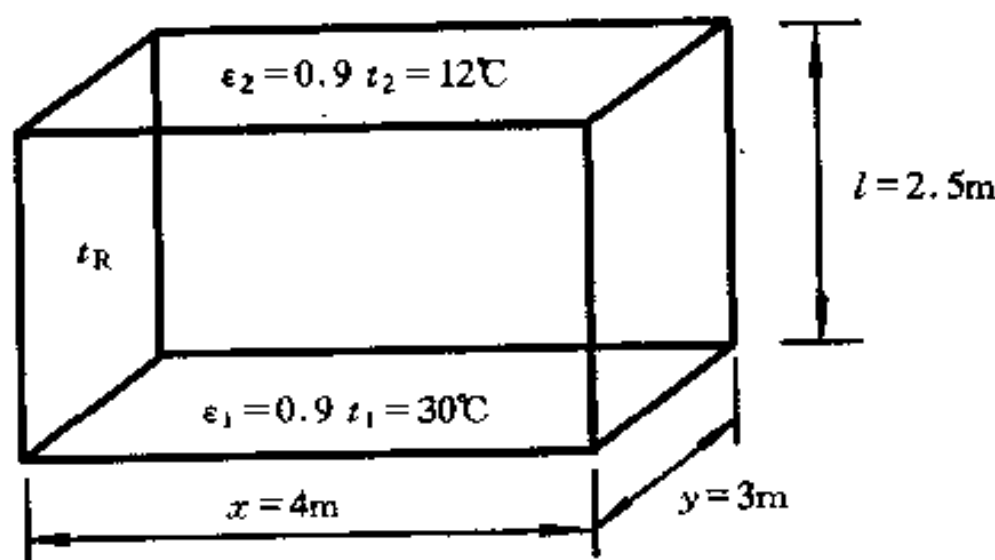
求: (a) 在 $t-x$ 坐标系上, 画出 $\tau = 0, \tau \rightarrow \infty$, 以及其间任意两个时刻 τ_1, τ_2 时的温度分布;

(b) 在 $q_x - \tau$ 坐标系上, 画出外表面处的热流密度 $q_x(l, \tau)$ 随 τ 的变化。

(2) (14 分) 直径为 d 的长圆柱棒, 置于壁温为 T_{sur} 的大空间内, 初始温度为 T_i , 对它通

电进行热处理,已知其体积热量产生率 Φ (W/m^3) 均匀;空气温度 T_∞ ;棒表面发射率 ϵ ;棒与空气的对流换热表面传热系数为 h ;棒的比定压热容为 c_p ;质量密度为 ρ 。假定圆柱棒内部无温度梯度且常物性。求:(a) 稳态传热方程;(b) 当忽略热辐射换热时的瞬态温度响应 $T(\tau)$ 。

(3) (14分) 一房间的长 \times 宽 \times 高 = $4\text{m} \times 3\text{m} \times 2.5\text{m}$, 墙壁四周隔热,地板与天花板表面温度均匀且分别恒为 30°C 与 12°C , 房间所有内表面均为漫射灰表面,发射率均为 0.9 。如附图 33 所示。假定:① 可略去房内的自然对流;② 地板对天花板的角系数 $X_{1,2} = 0.29$, 求:(a) 辐射网络图;(b) 地板对天花板的辐射热损;(c) 房间四周的内壁温。



附图 33 附录 B.8 题 2(3)附图

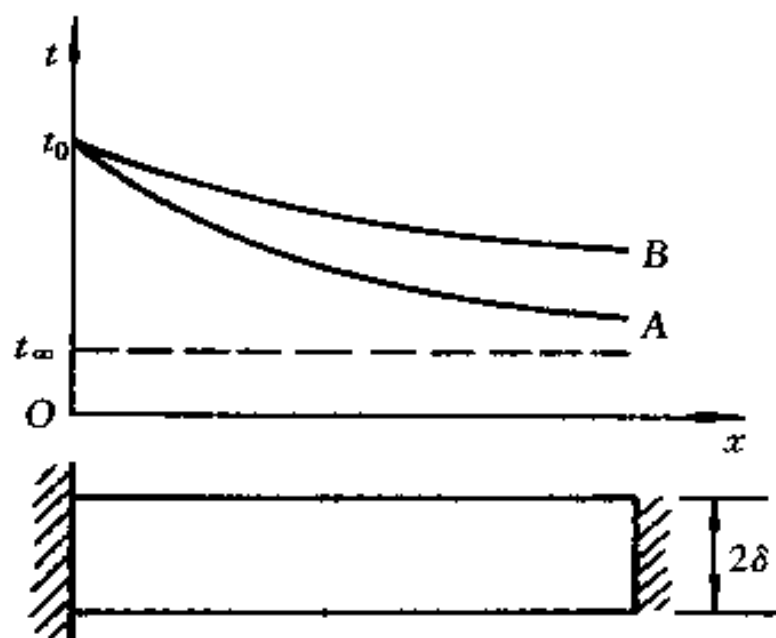
(4) (10分) 一套管式换热器,热流体进、出口温度分别为 65°C 及 40°C , 冷流体进口温度为 15°C , 冷流体的热容量是热流体的 0.8 。求:(a) 该换热器是逆流式还是顺流式? (b) 对数平均温差 Δt_m ; (c) 换热器效能 ϵ 。

(5) (8分) 某实验室只有测温热电偶及测定管道几何尺寸的工具,如何利用这些手段测定流体在管内流动的斯坦顿数 St ? (假定流体进出口温度均匀,流动充分发展)

B.9 西安交通大学 2000 年硕士研究生入学考试传热学试题

1. 简明扼要地回答下列问题(40 分)

(1) 有两根材料不同,厚度均为 2δ 的等截面直肋 A 和 B,处于相同的换热环境中:肋基温度均为 t_0 ,肋端绝热,它们的表面均被温度为 t_∞ ,对流换热表面传热系数 h 为常数的流体所冷却,且 $\delta/\lambda \ll \frac{1}{h}$ 。现测得材料 A 和 B 内的温度分布如附图 34 所示。试分析材料 A 和 B 导热系数的大小。



附图 34 附录 B.9 题 1(1)附图

(2) 试述强化管内流体对流换热常采用的方法,并简述理由。

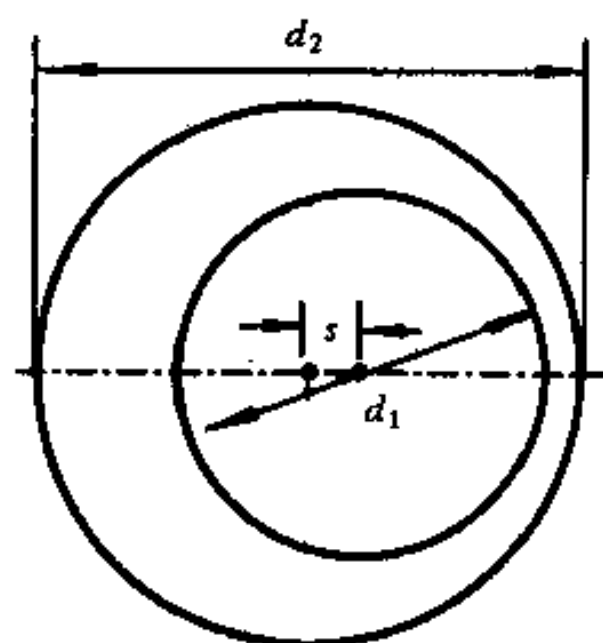
(3) 在工业用换热器中,有的将肋片装在圆管的内表面,圆管外表面为光管;有的换热器刚好相反,为什么? 举例说明。

(4) 简述遮热罩削弱辐射换热的基本思想。

(5) 在漫灰固体表面间辐射换热计算时,往往给出的是材料表面的发射率(黑度) ϵ 。若要知道该材料的吸收比 α ,此时依据什么可获得吸收比 α 的值。

2. 计算题(60 分,每题 20 分)

(1) 初温为 40°C ,质量流量为 1kg/s 的水流经一外管内径 d_2 为 60mm ,内管外径 d_1 为 40mm 的偏心套管换热器的环形空间,偏心度 s 为 5mm 。如附图 35 所示。内管内为水蒸气凝结,使内管外表面壁温维持在 100°C 。换热器外壳绝热良好。试确定把水加热到 60°C 时所需套管的长度。(不考虑大温差修正)



附图 35 附录 B.9 题 2(1)附图

附注:

① 管槽内强制对流换热实验关联式

层流: $Nu_f = 1.86(Re_f Pr_f \frac{d}{l})^{1/3} (\frac{\eta_f}{\eta_w})^{0.14}$

湍流: $Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^n$

加热流体时 $n = 0.4$

冷却流体时 $n = 0.3$

② 饱和水的热物理性质

$t/^\circ\text{C}$	$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	$c_p/[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	$\lambda \times 10^2/[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$	$\eta \times 10^6/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	Pr
40	992.2	4.174	63.5	653.3	4.31
50	988.1	4.174	64.8	549.4	3.54
60	983.1	4.179	65.9	469.9	2.99

(2) 温度为 140°C ,总质量流量为 3.5kg/s 的热油被分配到两台换热器中加热冷水。进口

温度为 25℃, 质量流量为 2kg/s 的冷水串联流过二台换热器, 最后被热油加热到 75℃。第一台为逆流式换热器, 其将热油冷却到 90℃, 并在第一台换热器后引出质量流量为 0.8kg/s, 温度为 50℃ 的水作其他使用。第二台换热器为顺流式, 试求二台换热器的面积和第二台换热器的出口油温。已知: 水的比热容 $c_{p2} = 4174 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, 油的比热容 $c_{p1} = 2100 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。两台换热器的总传热系数 k 均为 $400 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

(3) 外径为 159 mm, 长度为 2 m 的水蒸气输送管道, 水平置于空气温度为 20℃, 墙壁表面平均温度为 22℃ 的大房间中, 管道采用水泥珍珠岩保温, 其导热系数为 $\lambda_{\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})} = 0.0651 + 0.000105|t|_{\text{C}}$ 。管内水蒸气平均温度为 370℃, 由接触式温度计测得保温层外表面平均温度为 60℃, 表面发射率(黑度)为 0.9, 若忽略管壁的导热热阻, 试确定保温层的厚度。

附注:

① 干空气的热物理性质 ($p = 1.01325 \times 10^5 \text{ Pa}$)

$t/^\circ\text{C}$	$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	$c_p/[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	$\lambda \times 10^2 [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$	$\nu \times 10^6 /(\text{m}^2/\text{s})$	Pr
20	1.205	1.005	2.59	15.06	0.703
40	1.128	1.005	2.76	16.96	0.699
60	1.060	1.005	2.90	18.97	0.696

② 水平圆柱外自然对流换热实验关联式

$$Nu_m = 0.53(Gr Pr)_m^{1/4}, (Gr Pr) = 10^4 \sim 10^9$$

$$Nu_m = 0.10(Gr Pr)_m^{1/3}, (Gr Pr) > 4.65 \times 10^9$$

自我测验题参考答案

第 1 章

1-10 $\lambda = 0.015 \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

1-11 $I_{\max} = 3.36 \text{A}$

1-12 $P = 1\,420.6 \text{W}$

1-13 (1) $t_w = 86.7^\circ\text{C}$ (2) $t_w = 65.1^\circ\text{C}$

1-14 (1) $P = 2\,403 \text{W}$ (2) $t_{\text{fi}} = 15.1^\circ\text{C}$

第 2 章

2-19 $|dt/dx|$ 减小

2-28 $t_3 = 3t_2 - 2t_1$

2-29 (1) $q = 150 \text{W}/\text{m}^2$; (2) $q = 57.1 \text{W}/\text{m}^2$

2-30 $\Phi = 100.7 \text{W}$

2-31 其他条件不变时,互换材料后热损失减少,只有原来的 70%

2-32 $\delta = 40.58 \text{mm}$

2-33 $I_{\max} = 286 \text{A}$

2-34 $t_{\max} = 135^\circ\text{C}$

2-35 $\delta = 77.56 \text{cm}$

2-36 $\lambda_0 = 45/208$, $b = -\frac{1}{135}$

2-37 $\lambda = 28.58 \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

2-38 比值为 6.76

2-39 $t_f = 176.1^\circ\text{C}$

2-40 $\lambda_B = 83.2 \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

2-41 $(\delta_{\max})_{\text{铜}} = 3.5 \text{mm}$; $(\delta_{\max})_{\text{不锈钢}} = 0.577 \text{mm}$; 应选不锈钢

2-42 $\Phi_l = 4\,229 \text{W}/\text{m}$

2-43 $\Phi_{l1} = 160.35 \text{W}/\text{m}$; $\Phi_{l2} = 149.22 \text{W}/\text{m}$

第 3 章

3-14 $u = 0.01 \text{m}/\text{s}$

3-15 $t_m = 160.75^\circ\text{C}$

3-16 $\tau = 1\,122 \text{s}$; 考虑辐射时,冷却时间缩短

3-17 $\tau = 47 \text{s}$

- 3-18 $\tau = 18\text{min}$
 3-19 $\tau = 1.44\text{h}$
 3-20 $t_m = 970^\circ\text{C}$; $\tau = 13.4\text{min}$
 3-21 (1) $t_{\text{wo}} = 42.4^\circ\text{C}$; (2) $Q_l = -2.77 \times 10^7\text{J/m}$, 负号表示油放热; (3) $\tau = 664\text{s}$
 3-22 $T = 515\text{K}$
 3-23 $t = 219^\circ\text{C}$
 3-24 $r_{\text{max}} = 2.53\text{mm}$
 3-25 $h = 83.2\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
 3-26 (1) $t_m = 443^\circ\text{C}$; (2) $t_m = 580^\circ\text{C}$; (3) $t_m = 609^\circ\text{C}$
 3-27 $l = 0.339\text{m}$

第4章

- 4-10 $t_1 = 261.1^\circ\text{C}$ $t_2 = 297.3^\circ\text{C}$ $t_3 = 319.8^\circ\text{C}$ $t_4 = 328.5^\circ\text{C}$ $t_5 = 323.5^\circ\text{C}$
 $t_6 = 304.7^\circ\text{C}$ $t_7 = 272.2^\circ\text{C}$
 4-11 $t_1 = 379.4^\circ\text{C}$ $t_2 = 358.8^\circ\text{C}$ $t_3 = 255.4^\circ\text{C}$ $t_4 = 361^\circ\text{C}$ $t_5 = 388.8^\circ\text{C}$
 $t_6 = 394^\circ\text{C}$ $\Phi_l = 6183\text{W/m}$
 4-12 $t_1 = 112.1^\circ\text{C}$ $t_2 = 78.5^\circ\text{C}$ $t_3 = 66.6^\circ\text{C}$ $t_4 = 63.4^\circ\text{C}$ $\Phi = 2.7\text{W}$

第5章

- 5-28 $\Phi_2 = 2066\text{W}$
 5-29 $\Phi = 9764\text{W}$
 5-30 $q = 1434\text{W/m}^2$
 5-31 $v = 4.6\text{m/s}$
 5-32 $I = 202\text{A}$
 5-33 $N = 27$ 根
 5-34 $t_{\text{out}} = 222.7^\circ\text{C}$
 5-35 $T_{\text{out}} = 312\text{K}$; $\Phi = 2724\text{W}$
 5-36 $u'/u = 17.78$; $P'/P = 2738 \sim 5623$
 5-37 (1) $\Delta p = 8699\text{Pa}$; (2) $\Delta p = 53049\text{Pa}$;
 所以第一种情况压力损失小
 5-38 $t_{\text{out}} = 13.9^\circ\text{C}$
 5-39 (1) $\Phi = 222.6\text{W}$; (2) $\Phi = 311.5\text{W}$; (3) $\Phi = 96.7\text{W}$
 5-40 $\Phi_V/\Phi_H = 0.97$, 所以水平放置好
 5-41 $\Phi_l = 1794\text{W/m}$
 5-42 $\Phi = 159\text{W}$; $\Phi = 485\text{W}$
 5-43 109.6 倍

第6章

- 6-9 1/2.57

- 6-10 (1) $h_1 = 6.005 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, $h_2 = 5.050 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (2) $h_m = 8.070 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
 (3) $q_m = 0.0143 \text{ kg/s}$
- 6-11 $h_n/h_1 = n^{-\frac{1}{4}}$; $q_n/q_1 = n^{\frac{3}{4}}$
- 6-12 $d = 0.139 \text{ m}$
- 6-13 $t_{wo} = 144.7^\circ\text{C}$
- 6-14 $q_m = 640.8 \text{ kg/h}$
- 6-15 $l = 8.37 \text{ m}$
- 6-16 $t_w = 114.2^\circ\text{C}$; $q_{\max} = 1.107 \times 10^6 \text{ W}/\text{m}^2$

第7章

- 7-16 $T = 329.2 \text{ K}$
- 7-17 (1) $s = 193 \text{ mm}$; (2) $q = 940 \text{ W}/\text{m}^2$
- 7-18 (1) $E = 2.0 \times 10^3 \text{ W}/\text{m}^2$; (2) 辐射强度均为 $6.37 \times 10^2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{sr})$
- 7-19 (1) $\alpha = 0.375$; (2) $\epsilon = 0.702$; (3) $\epsilon = \alpha = 0.375$
- 7-20 (1) 涂层 A 使屋顶温度较低 (2) 夏季采用涂层 A, 冬季选涂层 B

第8章

- 8-11 (a) $X_{1,2} = 0.84$; (b) $X_{1,2} = 0.5$; (c) $X_{1,2} = 0.5 + \frac{1}{\pi}$;
 (d) $X_{1,2} = 0.1025$; (e) $X_{1,2} = 4.55 \times 10^{-10}$
- 8-12 $X_{1,2} = \frac{l_1 + l_2 - l'_3}{2l_1}$, $X_{3,1} = \frac{l_1 + l'_3 - l_2}{2l_3}$
 其中 $l'_3 = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2\cos\theta}$
- 8-13 $\Phi = 3.69 \times 10^4 \text{ W}$
- 8-14 $\epsilon = 0.138$, 对平板情形而言, 遮热屏放置位置对两板间热交换无影响, 但对两同心圆球面而言, 遮热屏放置位置对热交换有影响。
- 8-15 $q = 13.87 \text{ W}/\text{m}^2$; $\delta = 5.0 \text{ m}$
- 8-16 $\Phi = 604 \text{ W}$
- 8-17 $t_3 = 200.77^\circ\text{C}$; $q_1 = 196.3 \text{ W}/\text{m}^2$, $q_2 = -1.197 \text{ W}/\text{m}^2$
- 8-18 $\Phi = 2.28 \text{ W}$
- 8-19 $t_f = 14.6^\circ\text{C}$; 有风时, 结霜气温降低
- 8-20 $t = 419^\circ\text{C}$

第9章

- 9-13 $T_{\infty, \min} = 4.7^\circ\text{C}$; 考虑蒸发效应时, 使水不结冰的空气最低温度升高。
- 9-14 (2) $t_w = 63^\circ\text{C}$
- 9-15 $\Phi_l = 75 \text{ W}/\text{m}$; $t_w = 39.6^\circ\text{C}$
- 9-16 容器外表面温度 $t_w = 15^\circ\text{C}$, 空气中水蒸气饱和温度 $t_s = 11.6^\circ\text{C}$, $t_w > t_s$, 所以不会结露。

9-17 $\eta = 86\%$; $t_w = 39.9^\circ\text{C}$

9-18 流程数为 2, 每程管子根数 364, 管子长度 1.63m

9-19 $l = 9.6\text{m}$

9-20 (1) $k = 77.89\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (2) $h_i = 1\,027.5\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

9-21 $\Phi = 130\text{kW}$; $t_{\text{out}} = 40^\circ\text{C}$

9-22 选换热器 B, 且布置成逆流。

9-23 $t''_1 = 45.6^\circ\text{C}$; $t''_2 = 37.4^\circ\text{C}$; $\Phi = 243\text{kW}$

9-24 两小换热器总面积为 4.94m^2 , 大换热器总面积为 4.68m^2 。选大换热器更经济一些。

主要参考文献

1. 戴锅生编. 传热学(第二版). 北京:高等教育出版社,1999
2. 杨世铭,陶文铨编著. 传热学(第三版). 北京:高等教育出版社,1998
3. 王补宣著. 工程传热传质学. 北京:科学出版社,1998
4. 俞佐平,陆煜编. 传热学(第三版). 北京:高等教育出版社,1995
5. 李妩主编. 传热学自学指导. 北京:高等教育出版社,1990
6. 程尚模主编. 传热学. 北京:高等教育出版社,1990
7. 厉家尚编译. 传热基础 600 题详解. 北京:宇航出版社,1990
8. 陈钟頔主编. 传热学专题讲座. 北京:高等教育出版社,1989
9. 罗棣庵编著. 传热应用与分析. 北京:清华大学出版社,1989
10. 陶文铨编著. 数值传热学. 西安:西安交通大学出版社,1988
11. 章熙民,任泽霈,梅飞鸣,王中铮编. 传热学(第二版). 北京:中国建筑工业出版社,1985
12. 匹茨,D R. 传热学的理论和习题. 北京:机械工业出版社,1983
13. 姜为珩,陈志远等编. 传热学习题集. 北京:高等教育出版社,1982
14. Hagen K D. Heat Transfer with Applications. Prentice Hall Inc, 1999
15. Holman J P. Heat transfer (Eighth Edition). New York: McGraw - Hill Inc, 1997
16. Incropera F P, Dewitt D P. Introduction to Heat Transfer (Third Edition). New York: John Wiley & Sons, 1996
17. Pitts D R, Sission LE. 1 000 Solved Problems in Heat Transfer. New York: McGraw - Hill Inc, 1991
18. Incropera F P, Dewitt D P. Solutions Manual to Accompany Fundamentals of Heat and Mass Transfer (Third Edition) and Introduction to Heat Transfer (Second Edition). New York: John Wiley & Sons, 1990

[G e n e r a l I n f o r m a t i o n]

书名 = 传热学重点难点及典型题精解

作者 =

页数 = 2 4 8

S S 号 = 0

出版日期 =

封面页

书名页

版权页

前言页

第 1 章 绪论

1 . 1 基本知识点

1 . 1 . 1 传热学及其重要性

1 . 1 . 2 热量是如何传递的？——热量传

递的三种基本方式

1 . 1 . 3 传热过程和传热系数

1 . 2 重点与难点

1 . 2 . 1 热量传递的三种基本方式

1 . 2 . 2 传热过程与传热系数

1 . 3 典型题精解

1 . 3 . 1 基本概念

1 . 3 . 2 定量计算

1 . 4 自我测验题

第 2 章 导热基本定律及稳态导热

2 . 1 基本知识点

2 . 1 . 1 导热基本概念及定律

2 . 1 . 2 导热微分方程式及定解条件

2 . 1 . 3 通过几种典型几何形状物体的稳

态导热

2 . 1 . 4 通过肋片的导热

2 . 1 . 5 稳态导热的其他情形

2 . 2 重点与难点

2 . 2 . 1 傅里叶定律与导热系数

2 . 2 . 2 导热微分方程及定解条件

2 . 2 . 3 一维稳态导热问题的解析解（无

限大平板、无限长圆筒壁、球壳）

2 . 2 . 4 通过肋片的稳态导热

- 2 . 3 典型题精解
- 2 . 3 . 1 基本概念
- 2 . 3 . 2 定量计算
- 2 . 4 自我测验题
- 第 3 章 非稳态导热
 - 3 . 1 基本知识点
 - 3 . 1 . 1 非稳态导热的基本概念
 - 3 . 1 . 2 集总参数法
 - 3 . 1 . 3 一维非稳态导热的分析解
 - 3 . 1 . 4 多维非稳态导热的乘积解
 - 3 . 1 . 5 半无限大物体的非稳态导热
 - 3 . 2 重点与难点
 - 3 . 2 . 1 非稳态导热基本概念与特点
 - 3 . 2 . 2 集总参数法
 - 3 . 2 . 3 一维非稳态导热的分析解
 - 3 . 3 典型题精解
 - 3 . 3 . 1 基本概念
 - 3 . 3 . 2 定量计算
 - 3 . 4 自我测验题
- 第 4 章 导热问题的数值解法
 - 4 . 1 基本知识点
 - 4 . 1 . 1 导热问题数值解的基本思想
 - 4 . 1 . 2 稳态导热问题数值解法
 - 4 . 1 . 3 非稳态导热问题数值解法
 - 4 . 2 重点与难点
 - 4 . 2 . 1 物理问题及数学描写
 - 4 . 2 . 2 节点离散方程的建立
 - 4 . 2 . 3 T a y l o r 级数展开法和热平衡法的比较
 - 4 . 2 . 4 导热量的计算
 - 4 . 2 . 5 非稳态导热数值解法

	4 . 3	典型题精解
	4 . 4	自我测验题
第 5 章		对流传热
	5 . 1	基本知识点
	5 . 1 . 1	对流传热概说
	5 . 1 . 2	对流传热问题的数学描写
	5 . 1 . 3	边界层分析及边界层微分方程组
	5 . 1 . 4	边界层积分方程组简介
	5 . 1 . 5	相似原理
	5 . 1 . 6	内部流动强制对流传热及其实验
关联式		
	5 . 1 . 7	外部流动强制对流传热及其实验
关联式		
	5 . 1 . 8	自然对流传热及其实验关联式
	5 . 2	重点与难点
	5 . 2 . 1	对流传热及其影响因素
	5 . 2 . 2	牛顿冷却公式
	5 . 2 . 3	用分析方法求解对流传热问题的
实质		
	5 . 2 . 4	边界层概念及其应用
	5 . 2 . 5	相似原理
	5 . 2 . 6	管内强制对流传热
	5 . 2 . 7	外部流动强制对流传热
	5 . 2 . 8	自然对流传热
	5 . 2 . 9	对流传热强化
	5 . 2 . 1 0	关于无相变对流传热问题的定
量计算		
	5 . 3	典型题精解
	5 . 3 . 1	基本概念
	5 . 3 . 2	定量计算
	5 . 4	自我测验题

第 6 章 凝结与沸腾换热

6 . 1 基本知识点

6 . 1 . 1 凝结换热现象

6 . 1 . 2 膜状凝结分析解及实验关联式

6 . 1 . 3 膜状凝结的影响因素及其强化

6 . 1 . 4 沸腾换热现象

6 . 1 . 5 沸腾换热计算

6 . 1 . 6 影响沸腾换热的因素

6 . 2 重点与难点

6 . 2 . 1 凝结换热

6 . 2 . 2 沸腾换热

6 . 3 典型题精解

6 . 3 . 1 基本概念

6 . 3 . 2 定量计算

6 . 4 自我测验题

第 7 章 热辐射基本定律及物体的辐射特性

7 . 1 基本知识点

7 . 1 . 1 热辐射基本概念

7 . 1 . 2 黑体辐射基本定律

7 . 1 . 3 实际物体的发射与吸收，灰体，

基尔霍夫定律

7 . 2 重点与难点

7 . 2 . 1 热辐射基本概念及黑体辐射基本

定律

7 . 2 . 2 实际物体的辐射特性

7 . 3 典型题精解

7 . 3 . 1 基本概念

7 . 3 . 2 定量计算

7 . 4 自我测验题

第 8 章 辐射换热的计算

8 . 1 基本知识点

- 8 . 1 . 1 角系数的定义、性质及计算方法
 - 8 . 1 . 2 被透热介质隔开的两固体表面间的辐射换热
 - 8 . 1 . 3 多表面系统辐射换热的计算
 - 8 . 1 . 4 辐射换热的强化与削弱
 - 8 . 1 . 5 气体辐射
 - 8 . 2 辐射换热名词术语一览
 - 8 . 3 重点与难点
 - 8 . 3 . 1 角系数
 - 8 . 3 . 2 2个及3个漫灰表面间辐射换热的计算
 - 8 . 3 . 3 辐射换热的强化与削弱
 - 8 . 3 . 4 气体辐射特点及其应用
 - 8 . 4 典型题精解
 - 8 . 4 . 1 基本概念
 - 8 . 4 . 2 定量计算
 - 8 . 5 自我测验题
- 第9章 传热过程分析与换热器热计算
- 9 . 1 基本知识点
 - 9 . 1 . 1 传热过程的分析与计算
 - 9 . 1 . 2 换热器的型式及平均温差
 - 9 . 1 . 3 换热器的热计算
 - 9 . 1 . 4 传热强化和隔热保温技术
 - 9 . 2 重点与难点
 - 9 . 2 . 1 传热过程
 - 9 . 2 . 2 换热器型式及对数平均温差
 - 9 . 2 . 3 换热器的热计算
 - 9 . 2 . 4 传热的强化与削弱
 - 9 . 3 典型题精解
 - 9 . 3 . 1 基本概念
 - 9 . 3 . 2 定量计算

9.4 自我测验题

附录 A 部分高校传热学期末考试题

A.1 清华大学热能工程系 1999 年传热学期末考试题

A.2 天津大学热能专业 1999 年传热学期末考试题

A.3 哈尔滨工业大学 1999 年传热学期末考试题

A.4 浙江大学 1998 年传热学期末考试题

A.5 东南大学 2000 年传热学期末考试题

A.6 重庆大学 1998 年传热学期末考试题

A.7 华中科技大学 1999 年传热学期末考试题

A.8 上海交通大学 1994 年传热学期末考试题

A.9 西安交通大学 2000 年传热学期末考试题

附录 B 部分高校硕士研究生入学考试传热学试题

B.1 天津大学 1999 年硕士研究生入学考试传热学试题

B.2 浙江大学 1999 年硕士研究生入学考试传热学试题

B.3 东南大学 1997 年硕士研究生入学考试传热学试题

B.4 重庆大学 2000 年硕士研究生入学考试传热学试题

B.5 华中科技大学 2000 年硕士研究生入学考试传热学试题

B . 6 上海交通大学 1 9 9 8 年硕士研究生
入学考试传热学试题（含流体力学）

B . 7 清华大学工程力学系 1 9 9 7 年硕士
研究生入学考试传热学试题

B . 8 中国科学技术大学 1 9 9 9 年硕士研
究生入学考试传热学试题

B . 9 西安交通大学 2 0 0 0 年硕士研究生
入学考试传热学试题

自我测验题参考答案

主要参考文献

附录页