

车辆 冷 却 传 热

姚仲鹏 王新国 著



北京理工大学出版社

内 容 简 介

本书是关于车辆冷却传热方面的专著。全书共分八章,分别介绍了传热的基础理论和基本计算方法;内燃机气缸内高温气体的运动和放热规律及放热热流的计算方法;活塞、气缸盖与气缸体(套)的温度与热流的计算方法及其冷却散热的结构设计方法;冷却系的热力设计和流阻计算。全书的核心内容是增强传热的基本理论和方法,共汇编了50多种可适用于车辆冷却传热的不同结构形式的强化型传热表面(又称紧凑型传热面)及其传热和阻力设计数据,并以线图和关联式的形式给出。本书还介绍了车用换热器的热力设计、阻力计算及优化设计方法。

该书的主要特点是,立论严谨,资料翔实,数据可靠,通用性强,方便实用。

本书可供热能与动力工程、车辆工程、制冷与低温工程、航空与航天工程等专业的教师、高年级大学生和研究生以及有关科技人员使用。

图书在版编目(CIP)数据

车辆冷却传热/姚仲鹏,王新国著. —北京:北京理工大学出版社,2001.6
ISBN 7-81045-769-1

I. 车… II. ①姚…②王… III. ①车辆-冷却-高等学校-教材②车辆-传热-高等学校-教材 IV. U46

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2001)第 03902 号

责任印制:李绍英 责任校对:郑兴玉

北京理工大学出版社出版发行
(北京市海淀区中关村南大街5号)
邮政编码 100081 电话(010)68912824

各地新华书店经售
北京国马印刷厂印刷

*

787毫米×1092毫米 16开本 18.25印张 430千字
2001年6月第1版 2001年6月第1次印刷
印数:1—4000册 定价:27.00元

※图书印装有误,可随时与我社退换※

出版说明

为贯彻汽车工业产业政策,推动和加强汽车工程图书的出版工作,中国汽车工程学会成立了“汽车工程图书出版专家委员会”。委员会由有关领导机关、企事业单位、大中专院校的专家和学者组成,其中心任务是策划、推荐、评审各类汽车图书选题。图书选题的范围包括:学术水平高、内容有创见、在工程技术理论方面有突破的应用科学专著和教材;学术思想新颖、内容具体、实用,对汽车工程技术有较大推动作用,密切结合汽车工业技术现代化,有高新技术内容的工程技术类图书;有重要发展前景,有重大使用价值,密切结合汽车工程技术现代化需要的新工艺、新材料图书;反映国外汽车工程先进技术的译著;使用维修、普及类汽车图书。

出版专家委员会是在深化改革中,实行专业学会、企业、学校、研究所等相互结合,专家学者直接参与并推动专业图书向高水平、高质量、有序发展的新尝试。它必将对活跃、繁荣专业著作的出版事业起到很好的推动作用。希望各位同仁、专家积极参与、关心、监督我们的工作。限于水平和经验,委员会推荐出版的图书难免存在不足之处,敬请广大同行和读者批评指正。

本书由姚仲鹏、王新国合著,郭兆熊主审,经专家委员会评审通过、推荐出版。

汽车工程图书出版专家委员会

前 言

车辆是各类汽车、工程车、摩托车和铁路机车以及坦克、步兵战车等高速履带车辆的统称,主要由底盘、动力装置、传动装置、行驶部分和控制系统等构成。其中,动力装置是动力源,车辆的“心脏”。至今,使用最为广泛的车辆动力装置仍然是内燃机。

车辆作为一种复杂机械,它一方面与其它机械一样,其运动件会由于摩擦热而温度升高;另一方面,它的受热零部件的热负荷,主要来自内燃机气缸内高温气体所放出的热量所致。因此,车辆的受热件,特别是其内燃机受热零部件的热负荷是比较高的。机械部件的温度如果过高,就可能发生烧蚀或熔化、变形和材料的强度或硬度下降,以及润滑油膜的破坏等,最终导致失去工作能力。这种因“热”或“温度”影响引起的故障称为热故障,它是影响车辆工作可靠性的重要因素之一。车辆内燃机受热零部件的热故障,将直接影响内燃机的工作可靠性、经济性和耐久性。

为了降低车辆机械部件的热负荷,保证其工作的可靠性,有效的技术途径就是根据传热学理论,从结构设计上,采取有效的技术措施,解决好受热件的冷却散热问题。正是在这个意义上,作者刻意撰写出这本书,并定名为《车辆冷却传热》

本书是第一本关于车辆冷却传热方面的技术书籍。对于车辆传热问题的叙述,力求概念准确,层次清晰,深入浅出;不但介绍这个领域内一些新的研究成果,而且十分注意在工程上的应用。本书所介绍的专业知识、设计数据和设计方法等,是有关技术人员迫切需要的。

本书的主要内容有:

- (1) 传热的基础理论知识和基本计算方法;
- (2) 内燃机气缸内工质运动和放热的规律;
- (3) 内燃机受热零部件的冷却传热;
- (4) 车辆冷却系的传热和设计计算;
- (5) 车辆换热器及其新技术成果;
- (6) 传热元件的新研究成果及其传热和流动阻力设计数据。

全书共分八章。第六、七两章是本书的核心内容,共汇编了 50 多种可适用于车辆冷却传热的强化型(又称紧凑型)传热表面的传热和流动阻力特性数据。这些宝贵数据,一部分取自近期国内外研究者的著书或公开发表的文献,经本书作者综合、整理;另一部分是作者长时期的研究成果。无论是实验数据,还是实验数据和理论分析解的汇总,均采用统一的无量纲方法表述,并尽可能地提供拟合关联式,使之通用性强,方便实用。这是本书的一个特色。

本书经北方车辆研究所郭兆熊高工(教授级)审阅。全书在撰写的过程中,得到了同事们和许多同行的鼓励与支持;书中引用了作者所在的研究集体和所指导的研究生的工作成果;对于一部分实验数据的处理,得到了顾宝军和赵欣两位研究生的帮助。所有这些,作者谨在此一并表示诚挚的谢意。

本书第一、二、三、四、六、七、八章和附录,由姚仲鹏撰写;第五章由王新国撰写。

尽管已竭尽全力,但限于水平,错误和不足之处在所难免,恳切希望读者不吝批评、指正。

作 者

2000 年 8 月

主要符号

- A 表面积, m^2
- A_c 最小自由通流面积, m^2
- A_f 换热器一侧的翅片表面积(称二次面积), m^2
- A_w 换热器翅片之间的壁面面积(称一次面积), m^2
- A_{fr} 换热器前面的迎风面积, m^2
- a 热扩散率(又称导温系数), m^2/s ;翅片上百叶窗间隔, m ;百叶窗开度, m
- b 板间距, m
- c 比热容, $J/(kg \cdot K)$;光速, m/s
- c_p 比定压热容, $J/(kg \cdot K)$
- c_v 比定容热容, $J/(kg \cdot K)$
- C 辐射系数, $W/(m^2 \cdot K^4)$;流体质流量比热容, $J/(s \cdot K)$
- d 直径, m
- D 扩散系数, m^2/s ;直径, m
- D_e 内部流动流道的当量直径(水力直径, $D_e = 4r_e$), m
- E 换热器的温度效率, 无因次
- F 纵向截面积, m^2 ;力, N
- $F_{i,j}$ 表面 i 对表面 j 的角系数, 无因次
- f 横截面积, m^2 ;范宁摩擦系数(摩擦因子)
- G 投射辐射能流率(投入辐射), W/m^2
- H 焓, J ;高度, m
- h 对流换热表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;比焓, J/kg ;高度, m
- h_f 翅片高, m
- I 电流, A
- J 有效辐射能流率(习惯称有效辐射), W/m^2 ;电流密度, A/m^2
- j 传热因子, 无因次
- K 传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$
- L 定向辐射强度, $W/(m^2 \cdot Sr)$;长度, m
- l 长度, m ;平均射线行程, m ;特性尺寸(定型尺寸), m
- M 质量通量密度(习惯称质量流速), $kg/(m^2 \cdot s)$;质量, kg
- n 换热器流程数;传热管根数;折射率
- p 压力, Pa ;压强, Pa/m^2
- P 功率, W
- P_f 翅片节距, 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 ; 单位面积热阻, $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$
 R 半径, m ; 电阻, Ω ; 热阻, K/W
 s 距离, m
 s_t 横向管间距, m
 s_l 纵向管间距, m
 S 形状因子, m
 T 热力学温度, K
 t 摄氏温度, $^\circ\text{C}$
 u 速度, m/s ; 比热力学能, J/kg
 U 电位差, V ; 润湿周边长度, m
 V 体积, m^3 ; 电位, V
 W 功, J
 u, v, w 坐标 x, y, z 方向上的速度, m/s
 α 吸收比(吸收率); 体胀系数, K^{-1} ; 衰减系数, m^{-1}
 α_λ 光谱吸收比(单色吸收率)
 β 肋化系数, 无因次
 δ 厚度, m
 δ_f 肋片(翅片)厚度, m
 ϵ 发射率(黑度); 换热器效能(有效度)
 ϵ_λ 光谱发射率(单色黑度)
 ζ 局部阻力系数
 η (动力)粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; 效率
 η_f 翅片效率
 η_o 换热表面(肋化表面)总效率
 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 ; 热导率(导热系数), $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; 沿程阻力系数, 无因次
 ν 运动粘度, m^2/s
 ρ 密度, kg/m^3 ; 反射比(反射率); 电阻率, $\Omega \cdot \text{m}$
 ρ_λ 光谱反射比(单色反射率)
 τ 透射比(透射率); 剪切应力, N/m^2
 τ_o 周期, s
 τ_c 时间常数, s
 τ_λ 光谱透射比(单色透射率)

Φ 热流量, W

ψ 对数平均温差修正系数, 无因次; 辐射能流率(习惯称辐射力), W/m^2 ; 换热面积密度, m^2/m^3

ψ_λ 光谱辐射能流率(单色辐射力), W/m^3

Ω 立体角, Sr

Bi 毕渥数(毕渥准则), $\frac{hl}{\lambda}$

Gr 格拉晓夫数(格拉晓夫准则), $gt^3 \cdot \alpha \cdot \Delta t / \nu^2$

Nu 努塞尔数(努塞尔准则), hl/λ

Pe 贝克莱数(贝克莱准则), ul/a

Pr 普朗特数(普朗特准则), ν/a

Re 雷诺数(雷诺准则), ul/ν

St 斯坦顿数, $h/\rho c_p u$

目 录

第一章 传热理论基础	(1)
§ 1-1 热量传递的基本方式及基本过程	(1)
§ 1-2 导热	(4)
§ 1-3 对流换热	(17)
§ 1-4 辐射换热	(29)
§ 1-5 传热过程	(36)
参考文献	(39)
第二章 内燃机冷却传热总论	(40)
§ 2-1 内燃机的工作可靠性与冷却传热	(40)
§ 2-2 燃烧室内的传热	(42)
§ 2-3 受热零部件的热流及温度的影响因素	(56)
参考文献	(64)
第三章 活塞的冷却传热	(65)
§ 3-1 活塞的热状况及影响因素	(65)
§ 3-2 活塞温度的计算	(69)
§ 3-3 活塞的冷却	(75)
参考文献	(82)
第四章 气缸盖与气缸体(套)的冷却传热	(83)
§ 4-1 气缸盖的热状况及影响因素	(83)
§ 4-2 气缸盖内冷却水腔的传热	(86)
§ 4-3 气缸盖的冷却	(88)
§ 4-4 气缸体的冷却	(92)
§ 4-5 气缸套的冷却	(93)
参考文献	(95)
第五章 冷却系	(96)
§ 5-1 冷却系的功用与有效性	(96)
§ 5-2 冷却系的传热分析	(97)
§ 5-3 冷却系的分类与构成	(100)
§ 5-4 水冷型冷却系	(104)
§ 5-5 风冷型冷却系	(131)
§ 5-6 高温冷却	(140)
§ 5-7 冷却系统的调节	(141)
§ 5-8 冷却系统的评价	(146)
参考文献	(147)
第六章 强化传热与强化型传热面	(149)
§ 6-1 概述	(149)
§ 6-2 对流传热的强化原理及应用	(155)

§ 6-3 强化型传热面及其性能评价	(160)
参考文献	(173)
第七章 传热和流动阻力设计数据	(174)
§ 7-1 概述	(174)
§ 7-2 管式传热面的传热与阻力数据	(175)
§ 7-3 流体垂直横掠翅片管束时的特性数据	(194)
§ 7-4 平片型连续翅片管束的特性数据	(198)
§ 7-5 板翅式与管带式传热面的特性数据	(204)
§ 7-6 流体平均温度和温度对流体物性影响的修正	(217)
参考文献	(220)
第八章 车用换热器的热力设计	(222)
§ 8-1 概述	(222)
§ 8-2 换热器的热力设计	(228)
§ 8-3 换热器的热力设计实例	(244)
§ 8-4 换热器的计算机辅助热力设计	(256)
参考文献	(264)
附录	(265)
附录表 1 干空气的热物性参数随温度变化实验数据的拟合关系式($p = 1.013\ 25 \times 10^5 \text{ Pa}$)	(265)
附录表 2 饱和水的热物性参数随温度变化实验数据的拟合关系式	(266)
附录表 3 国产 11 号润滑油的热物性参数随温度变化实验数据的拟合关系式	(267)
附录表 4 国产 14 号润滑油的热物性参数随温度变化实验数据的拟合关系式	(267)
附录表 5 国产柴油的热物性参数随温度变化实验数据的拟合关系式	(268)
附录表 6 国产变压器油的热物性参数随温度变化实验数据的拟合关系式	(268)
附录 1 单位换算表	(269)
附录 2 金属材料的密度、比热容和热导率(导热系数)	(270)
附录 3 保温、建筑和其它材料的密度和热导率(导热系数)	(271)
附录 4 几种保温、耐火材料的热导率(导热系数)与温度的关系	(272)
附录 5 干空气的热物理性质($p = 1.013\ 25 \times 10^5 \text{ Pa}$)	(273)
附录 6 烟气的热物理性质($p = 1.013\ 25 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。烟气中 $r_{\text{CO}_2} = 0.13$; $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0.11$, $r_{\text{N}_2} = 0.76$)	(273)
附录 7 饱和水的热物理性质	(274)
附录 8 干饱和水蒸气的热物理性质	(275)
附录 9 大气压力下($p = 1.013\ 25 \times 10^5 \text{ Pa}$)过热水蒸气的热物理性质	(276)
附录 10 几种饱和油的热物理性质	(276)
附录 11 常用材料表面的法向发射率(黑度) ϵ	(277)
附录 12 污垢系数(污垢热阻)的参考值	(278)
附录 13 换热设备的对流换热表面传热系数 h 及总传热系数 K 概略值	(278)
附录 14 双曲线函数值表	(279)

第一章 传热理论基础

本章主要介绍车辆冷却传热问题所涉及的传热学的有关基础理论知识和基本计算方法。

§ 1-1 热量传递的基本方式及基本过程

从热量传递的机理上说,有三种基本的热量传递方式,即热传导、热对流和热辐射。

一、热传导

热传导简称导热。它是指不同温度的物质,彼此无相对宏观运动,仅仅由于直接接触,相互之间所进行的热量传递现象。亦即指在一个物体内,热量由高温部分向低温部分的传递;或者热量由高温物体向与其直接接触的低温物体的传递。可见,导热是一种“接触”的热传递方式。

从微观角度来看,导热是物质的分子、原子和自由电子等微观粒子的热运动而产生的热传递现象。在气体中,导热是气体分子不规则热运动时相互碰撞的结果。高温区气体分子的平均动能大于低温区气体分子的平均动能,不同能量水平的分子相互碰撞的结果,就使热量由高温区传至低温区。在非金属的晶体(介电体)内,热量是依靠晶格的热振动波来传递的,即依靠原子、分子在其平衡位置附近的振动所形成的弹性波来传递。在金属固体中,这种晶格振动波对热量传递只起很小的作用,主要是依靠自由电子的迁移来实现。至于液体的导热机理,至今还不十分清楚。但近年来的研究表明,液体的导热机理类似于非金属晶体,即主要依靠液体晶格结构振动来传递热量。

平壁导热是典型的导热问题。设有如图 1-1 所示的一块平壁,壁厚为 δ ,侧表面积为 A ,两侧表面分别维持均匀恒定的温度 t_{w1} 和 t_{w2} 。实验表明,单位时间内,由表面 1 传导到表面 2 的热量(称导热量) Φ ,与平壁两侧表面之间的温度差 $(t_{w1} - t_{w2})$ 及平壁的侧表面积 A 成正比;与壁厚 δ 成反比;并与平壁材料的导热性能有关。即

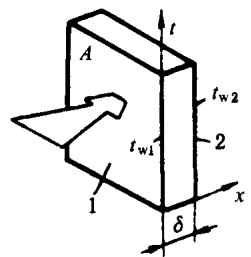


图 1-1 平壁的导热

$$\Phi = \lambda A \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta} \quad (1-1a)$$

式中, Φ 为单位时间内通过导热面积 A 的热量,称为导热量或导热热流量,单位是 W ; λ 为比例系数,称为热导率或导热系数,单位是 $W/(m \cdot ^\circ C)$ 。它反映材料导热能力的大小。

如果用单位时间内每单位面积所通过的导热量 q 来表示,则

$$q = \frac{\Phi}{A} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{w1} - t_{w2}) \quad (1-2a)$$

式中, q 是通过单位导热面积的热流量,称为热流密度,单位是 W/m^2 。

值得指出,在传热学中,常常根据热量转移与电量转换的类似性,而把热量传递过程中热

量与温度差的关系,写成电工学中欧姆定律的形式(电流 I = 电位差 U /电阻 R),即

$$\text{热流量 } \Phi = \text{温度差 } \Delta t / \text{热阻 } R_t \quad (1-3)$$

式中,热流量 Φ 可比作电流;温度差 Δt 可比作电位差,而 R_t 可比作电阻,称为热阻。

于是,式(1-1a)和式(1-2a)可以改写为

$$\Phi = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta/\lambda A} = \frac{\Delta t}{R_\lambda} \quad (1-1b)$$

$$q = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta/\lambda} = \frac{\Delta t}{r_\lambda} \quad (1-2b)$$

以上二式中, R_λ 称为通过导热面积 A 的导热热阻,单位是 $^\circ\text{C}/\text{W}$ 。 r_λ 称为通过单位导热面积的导热热阻,简称单位导热热阻,单位为 $(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$ 。

二、热对流

热对流是指流体中温度不同的各部分,依靠相互之间的宏观运动,把热量由一处传递到另一处的现象。例如,在冬季,房间内采暖器供热后,暖器片附近的空气因受热膨胀而向上浮升,周围的冷空气就流过来补充,从而形成空气的循环流动。流动着的空气将热量带到房间的各处。由此可见,热对流仅能发生在流体之中,热量的传递与流体的流动密切相关;并且,由于流体中存在着温度差,故必然产生导热。因此,热对流总和流体中的导热同时发生。

工程上遇到的往往不是单纯的热对流方式,而是相对运动着的流体与所接触的温度不相同的固体壁面之间,依靠导热和热对流这两种方式联合作用的热量传递过程,称作“对流换热”,简称“放热”或“给热”过程。此种放热或给热过程,总是流体与壁面之间温度较高的一方把热量传给温度较低的一方。此时,流体的运动情况将影响对流换热的有效性。

对流换热的基本计算式是牛顿 1701 年提出的,文献称之为牛顿冷却公式,即

$$\Phi = hA(t_w - t_f) \quad (1-3a)$$

或

$$\Phi = hA \cdot \Delta t \quad (1-3b)$$

式中, Φ 为对流换热量即对流换热热流量(W); A 为与流体直接接触的壁面面积(m^2),称作换热面积; Δt 为壁面与流体之间的温度差($^\circ\text{C}$); h 为比例系数,称为表面传热系数(习惯称对流换热系数或放热系数),其意义是:当流体与壁面之间的温差为 1°C 时, 1m^2 的换热面积每秒钟所能传递的热量,单位是 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。 h 的大小反映对流换热的强弱。影响 h 的因素很多,有关这方面的问题将在本章的对流换热一节中详细讨论。

由式(1-3)计算出的 Φ 为通过换热面积 A 的对流换热量。若需计算单位换热面积的对流换热量,则将式(1-3)改写为下列形式,即

$$q = h \cdot \Delta t \quad (1-4a)$$

式中, q 是相对运动着的流体与其直接接触的单位壁面积(单位换热面积)之间的对流换热量,简称单位面积对流换热量(W/m^2)。

在对流换热计算中,与同前述的导热一样,将式(1-3a)或式(1-3b)和式(1-4a)改写为

$$\Phi = \frac{\Delta t}{1/Ah} = \frac{\Delta t}{R_c} \quad (1-3c)$$

$$q = \frac{\Delta t}{1/h} = \frac{\Delta t}{r_c} \quad (1-4b)$$

式中, $R_c = 1/Ah$, 称为换热面积 A 的对流热阻, 单位是 $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。 $r_c = 1/h$, 称为单位换热面积的对流热阻, 单位为 $(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})/\text{W}$ 。

三、热辐射

热辐射是又一种热传递方式。它依靠物体表面对外发射可见的和不可见的射线(称电磁波或光子)来传递热量。

习惯上,“辐射”常被用来概括电磁波的发射;电磁波所运载的能量即物体对外辐射的能量称为辐射能。物质会因各种原因而对外发射辐射能。对于热辐射来说,由于物体自身温度的原因而向外界发射能量。因此,热辐射是消耗物体内能的电磁辐射,物体只要其温度高于绝对零度,就在不停地对外进行热辐射;与此同时,该物体又在不断地吸收周围其它物体发出的热辐射。这种辐射与吸收的综合结果,就造成了以热辐射方式进行的物体间的热量传递,称为辐射换热过程。若物体间的温度不相等,则高温物体辐射给低温物体的能量,大于低温物体辐射给高温物体的能量,总的效果是热由高温物体传至低温物体;若物体间的温度相等,则相互辐射的能量亦相等,亦即辐射换热量为零,但物体的辐射和吸收仍在不断地进行。

热辐射是一种不接触的热传递方式,它与导热及热对流的不同点是:导热与对流这两种方式传递能量时需借助于某种物质介质,而热辐射传递能量却无需常规物质的中间媒介作用。所以,热辐射是高度真空中惟一能够传递热量的方式。实际上,热辐射传递能量在真空中最有效。热辐射区别于导热和热对流的另一点是,它在传递能量的过程中伴随有能量形式的转换,即由内能转换为辐射能,再转换为内能。

实验表明,物体的热辐射能力与物体的温度有关。1879年,斯蒂芬(Stefen)根据他人的实验数据,发现一种称为黑体的理想物体,其单位表面积每单位时间对外发射的能量与该物体的热力学温度(亦称绝对温度)的四次方成正比。1884年,玻尔兹曼(Boltzmann)又从热力学原理出发,导出了这个结论。文献称此结论为斯蒂芬-玻尔兹曼定律,其表达式为

$$\psi_b = C_b \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (1-5)$$

式中, ψ_b 为黑体辐射能流率(习惯称黑体辐射力),单位为 W/m^2 ;

C_b 为黑体辐射系数。 $C_b = 5.67 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$;

T 为热力学温度,单位为 K 。

一切实际物体的热辐射能力都低于同温度下的黑体。实际物体的单位表面积每单位时间对外发射的辐射能流率等于

$$\psi = \epsilon C_b \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (1-6)$$

式中, ψ 称为实际物体的辐射能流率,习惯上称之为物体的辐射力,单位是 W/m^2 ; ϵ 为实际物体表面的发射率,亦称黑度,其值在 $0 \sim 1$ 范围内变化。影响物体发射率 ϵ 的因素很多,我们将在本章后面讨论。

以上分别讨论了热量传递的三种基本方式,扼要说明了导热、对流换热和辐射换热三种热量传递的基本过程。然而,实际的热量传递过程往往是上述三种基本过程的不同组合,由几种基本传热方式作用的结果,例如图 1-2 所示的水冷式内燃机气缸壁的散热。整个散热过程由三个换热环节串联而成:

(1) 高温燃气通过导热、热对流和热辐射将热量传给燃烧室壁的内侧表面。此换热环节包含有对流换热和辐射换热两种基本过程。

(2) 热量由燃烧室壁的内侧表面传导到外侧表面,此为导热过程。

(3) 热量由室壁的外侧表面传给水套中的冷却水或大气环境。当传热给水套中的冷却水时,则为对流换热;当传热给大气环境时,则包含有对流换热与辐射换热过程。

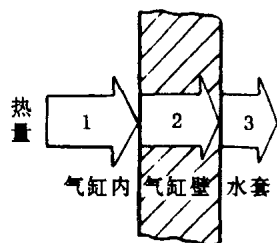


图 1-2 内燃机气缸
散热示意图

§ 1-2 导 热

一、基本概念

1. 温度场

温度场是指在某一时刻(瞬间),物体(连续介质)内各地点温度分布的总称。

温度场可以用一个数量函数来表示。在直角坐标系中,温度场最一般的数学表达式为

$$t = f(x, y, z, \tau) \quad (1-7)$$

式中, t 为温度, x, y, z 为空间直角坐标, τ 为时间。

由式(1-7)可见,温度场可按时间或空间坐标进行分类。如果温度场随时间变化,则为非稳态温度场。式(1-7)是非稳态温度的一般表达式。如果物体的热状态稳定,即物体各点温度不随时间变化,则这样的温度场称为稳态温度场,它只是空间坐标的函数,即

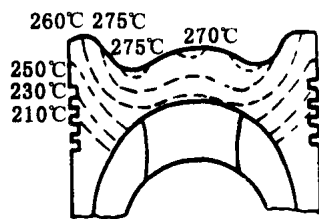
$$t = f(x, y, z) \quad (1-8)$$

上式表示的稳态温度场随 x, y, z 三个坐标变化,常称三维稳态温度场。显然,二维和一维稳态温度场的表达式分别是

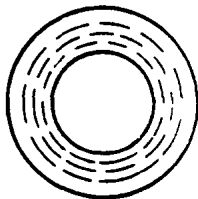
$$t = f(x, y) \quad (1-9)$$

$$t = f(x) \quad (1-10)$$

温度场除了可用数量函数表示外,还可用等温面(线)直观地表示出来。



(a) 活塞内部



(b) 管壁内

图 1-3 用等温线表示的温度场

所谓等温面,就是在同一时刻,空间温度相同的各点相连接所构成的面。不同的等温面与同一平面相交的交线,称为等温线,是一簇曲线。图 1-3 中的虚线代表不同温度的等温线。可见,用等温面(线)表示温度场,形象、直观。

2. 稳态导热与非稳态导热

所谓稳态导热,就是指发生在稳态温度场内的导热过程。这种导热过程有何特点

呢?我们以图 1-4 所示的金属回转体稳态导热为例来讨论这个问题。

如图 1-4 所示,金属回转体的侧表面绝热;两个端面上的温度均匀分布,分别维持为 t_1 与 t_2 的恒定温度,且 $t_1 > t_2$ 。如果选取如图所示的坐标系,则由热力学第二定律可知,在温差

$\Delta t (= t_1 - t_2)$ 的推动下, 热量就会由回转体的左端面(温度为 t_1) 传至右端面(温度为 t_2), 亦即回转体内的温度仅沿 x 方向变化, 垂直于 x 坐标的各地点的横截面上的温度近似一致, 并且, 不随时间变化。因此, 此回转体内的导热为一维稳态导热。

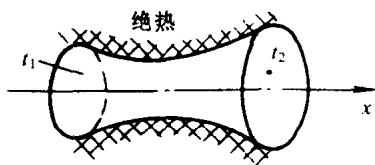


图 1-4 金属回转体稳态导热

对于稳态导热, $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$ 总是成立的。此外, 根据导热体左、右端面上的温度 t_1 与 t_2 分别维持不变, 则可以判定: 进入导热体左端面的热流量 Φ_i , 必等于离开该导热体右端面的热流量 Φ_0 ; 当然, 通过垂直于导热方向(x 方向) 不同地点横截面的导热热流量 Φ_{x1} 、 Φ_{x2} 、……也彼此相等, 且不随时间变化。以上特点, 用数学式表示为: $\frac{\partial \Phi_x}{\partial \tau} = 0, \Phi_i = \Phi_{x1} = \Phi_{x2} = \dots = \Phi_0$ 。

什么是非稳态导热? 它是指发生在非稳态温度场内的导热过程。物体在非稳态导热时, 物体内的各点温度将随时间变化, 即 $\frac{\partial t}{\partial \tau} \neq 0$; 通过垂直于导热方向各截面的导热热流量亦随时间变化, 并且, 进入导热体的热流量不等于离开该导热体的热流量。

3. 温度梯度

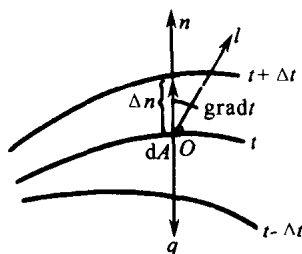


图 1-5 等温线和温度梯度图示

图 1-5 示出某温度场相邻的三个等温面(线), 它们彼此间的温度差为 Δt 。由等温面的定义可知, 在同一等温面上不同地点的温度是相等的, 只有穿越等温面才会有温度变化。自温度为 t 的等温面上某一点(O 点) 出发, 沿不同方向的温度变化率(单位距离的温度变化) 是不相同的, 而以该点等温面的法线方向上的温度变化率为最大, 称之为温度梯度。所以, 温度梯度是温度场内某一地点等温面法线方向上的温度变化率。它是一个向量, 其方向与给定地点等温面的法线方向一致(指向温度增加的方向); 其模等于该地点的等温面法线方向温度变化率, 记作

$$\text{grad } t = \frac{\partial t}{\partial n} \mathbf{n} \quad (1-11)$$

式中, \mathbf{n} 表示等温面法线方向的单位向量, $\frac{\partial t}{\partial n}$ 表示等温面法线方向上的温度变化率(沿等温面的法线方向, 单位距离的温度变化)。

值得注意, 温度梯度是由物体内的温度分布即温度场决定的, 而与坐标系无关。当温度场被确定时, 场内各地点的温度梯度也相应地被确定了。

温度梯度在直角坐标系中, 可以表示为它在三个坐标轴方向的分量之和, 即

$$\text{grad } t = \frac{\partial t}{\partial x} \mathbf{i} + \frac{\partial t}{\partial y} \mathbf{j} + \frac{\partial t}{\partial z} \mathbf{k} \quad (1-12)$$

式中, \mathbf{i} 、 \mathbf{j} 、 \mathbf{k} 分别表示三个坐标轴方向上的单位向量; $\frac{\partial t}{\partial x}$ 、 $\frac{\partial t}{\partial y}$ 和 $\frac{\partial t}{\partial z}$ 分别表示温度梯度在三个坐标轴上的投影。

对于一维稳态温度场, 其温度梯度可表示为

$$\text{grad } t = \frac{dt}{dx} \mathbf{i} \quad (1-13)$$

显然,当 x 坐标轴方向与温度梯度方向一致时, $\frac{dt}{dx}$ 为正值;反之,则为负值。

二、导热基本定律

由热力学第二定律可以得出,温度差的存在是发生导热的必要条件。实验证明,导热只发生在不同的等温面之间,即热量沿着温度高的等温面的法线方向,向温度低的等温面传递。单位时间内通过单位等温面积的导热量,称为热流密度或热流量,记作 q ,单位是 W/m^2 。

法国数学物理学家傅里叶(J. Fourier)在对各向同性连续介质(均匀介质)导热过程实验研究的基础上,于 1882 年提出:在任何时刻,均匀物质内各地点所传递的热流密度,正比例于当地的温度梯度^[2],即

$$\mathbf{q} = -\lambda \text{grad}t = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \mathbf{n} \quad (1-14)$$

上式就是导热基本定律的数学表达式,亦称傅里叶定律,它确定了热流密度与温度梯度之间的关系。式中引入的比例系数 λ ,称为热导率或导热系数,表征物质的导热能力,是物质的重要热物性参数,单位是 $W/(m \cdot ^\circ C)$,一般由实验方法测定。它完全取决于材料的成分、内部结构和温度,还和物质材料的湿度、密度以及压力等因素有关。其中温度对于材料的热导率的影响很大,但经验说明,除非温度变化范围很大,对于大多数材料的热导率对温度的变化关系,可看作是线性近似关系,即 $\lambda = \lambda_0(1 + bt)$ 。其中 λ_0 为零度的材料的热导率; b 为材料的温度系数,由实验确定。一些典型物质的热导率列于附录中。

式(1-14)表明,温度场内任一给定地点的热流密度是一个向量(称热流向量),它与该地点的温度梯度位于等温面的同一法线上,但方向相反(式中用负号表示),指向温度降低的方向,如图 1-6 所示。图中虚线称为热流线,在它上面每一点处的切线与该点热流向量 \mathbf{q} 的方向重合。图中实线代表等温线。热流线与等温线垂直相交。

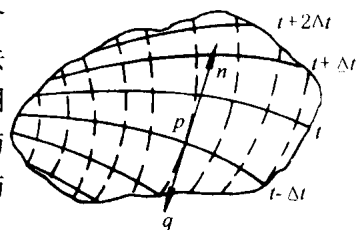


图 1-6 温度梯度与热流向量、等温线与热流线

热流密度向量在直角坐标系中的表达式为

$$\mathbf{q} = q_x \mathbf{i} + q_y \mathbf{j} + q_z \mathbf{k} \quad (1-15)$$

式中, q_x 、 q_y 和 q_z 分别是向量 \mathbf{q} 在三个坐标轴上的投影(\mathbf{q} 在三个坐标方向上的分量的模)。

对于均匀的各向同性材料,由式(1-12),傅里叶定律表达式(1-14)可改写为

$$\mathbf{q} = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial x} \mathbf{i} + \frac{\partial t}{\partial y} \mathbf{j} + \frac{\partial t}{\partial z} \mathbf{k} \right)$$

或

$$\mathbf{q} = - \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \mathbf{i} + \lambda \frac{\partial t}{\partial y} \mathbf{j} + \lambda \frac{\partial t}{\partial z} \mathbf{k} \right) \quad (1-16)$$

因此,向量 \mathbf{q} 在三个坐标轴上的投影(或称分量的模),分别为

$$\left. \begin{aligned} q_x &= -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \\ q_y &= -\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \\ q_z &= -\lambda \frac{\partial t}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (1-17)$$

上式中的 $\frac{\partial t}{\partial x}$ 、 $\frac{\partial t}{\partial y}$ 和 $\frac{\partial t}{\partial z}$ 分别是垂直于 x 、 y 和 z 坐标轴上的截面的法线方向温度变化率。

由式(1-17)和(1-14)可以得出:通过一个表面的热流密度的大小,与该表面的法线方向温度变化率成正比。

热流密度的代数表达式为

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \quad (1-18)$$

单位时间通过面积为 A 的等温面的导热热量称为导热热流量,记作 Φ ,单位为 W 。如果等温面上各地点的温度梯度相同,则导热热流量可由上式(1-18)得出为

$$\Phi = -A\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \quad (1-19)$$

三、导热微分方程及单值性条件

傅里叶导热定律揭示了热流密度与温度梯度的关系,但要确定热流密度的大小,还要进一步知道物体内的温度场,这就必须建立起描述温度场的通用方程,亦即导热微分方程,以便解得导热体在给定条件下的温度场。

1. 导热微分方程式的建立

建立导热微分方程式的方法,就是在导热体内分割出一边长分别为 dx 、 dy 、 dz 的微元六面体(见图 1-7),判明通过此微元体的六个侧表面的能量传递过程,并对微元体列出能量平衡方程,从而可得出导热微分方程。

为了便于分析,设所研究的导热体是各向同性的连续介质,其热物性参数 λ 、 c (比热容)、 ρ (密度)均不随温度变化,即为常物性;导热体内存在着温度梯度和均匀分布的内热源(如物体通电后发热、原子反应堆的核反应放热、物质凝固时释放潜热,等等,都称内热源)。

温度分布用直角坐标系表示为 $t = f(x, y, z, \tau)$;用单位体积在单位时间内释放出的热量来表示均匀内热源的发热率 q_v (单位是 W/m^3)。

由于任意方向的热流向量,总可以分解成为 x 、 y 、 z 三坐标方向上的分热流,故所取微元体六个侧表面上的分热流可以按图 1-7 所示形式表示。

导入微元体的热流量:

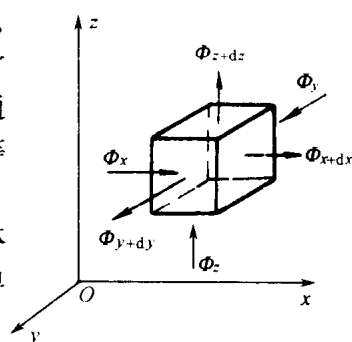


图 1-7 微元体的导热分析