

高等学校试用教材

内燃机的传热与热负荷

(船舶内燃机专业)

陆瑞松 主编



人民交通出版社

高等学校试用教材
内燃机的传热与热负荷
(船舶内燃机专业)

陆瑞松 主编

人民交通出版社出版
新华书店北京发行所发行
各地新华书店经售
人民交通出版社印刷厂印

开本: 787×1092 $\frac{1}{16}$ 印张: 11.5 字数: 273千

1988年6月 第1版

1988年6月 第1版 第1次印刷

印数: 0001—1,600册 定价: 1.95 元

内 容 简 介

本书主要介绍内燃机气缸内外的传热问题,有关受热零部件的温度场、热应力、热变形、热强度和热负荷方面的结构分析,及可靠性问题的理论计算和测试。

主要包括:内燃机的热负荷与热强度;内燃机受热零部件的传热过程;内燃机受热零部件温度场的电模拟试验;应用有限单元法计算温度场与热应力的方法;不稳定温度场与不稳定热负荷;内燃机受热零部件的温度和应力的测量;柴油机受热零部件的结构分析。

本书为高等院校船舶内燃机专业或一般内燃机专业的本科生教材,亦可作研究生的选修教材,同时也可供从事内燃机设计、制造与运转的技术人员和工人参考使用。

前言

1984年6月,中国船舶工业总公司教材编审委员会船舶动力工程专业教材编审小组,根据“全国高等学校船舶专业教材编审出版计划”,在武汉召开了《内燃机的传热与热负荷》教材会议,并通过了《内燃机的传热与热负荷》一书的教材编写大纲。本书是根据这一编写大纲进行编写的,可供高等学校船舶内燃机专业本科生使用,亦可作研究生选修教材;计划学时为40学时。

本书主要叙述了内燃机气缸内外的传热问题和受热零部件的热负荷及其可靠性问题。书中除特别注明为柴油机的以外,一般均用内燃机这一更具广义的名词。

本书由武汉水运工程学院陆瑞松同志主编。参加本书编写的有陆瑞松(绪论、第一章、第四章和第五章)、林发森(第二章和第三章)、李长明(第六章)、钱耀南(第七章)和蔡军(附录一、二)等同志。

本书由华中工学院戚贲茂同志主审。参加审稿的还有华中工学院的刘永长、金国栋同志。本书在编写过程中还得到很多同志的热诚帮助和指导,特此表示感谢。

限于水平,书中错谬在所难免,恳请广大读者和使用本教材的兄弟院校师生批评指正。

编者

1984/8/26

陆瑞松

武汉水运工程学院

B

491271

目 录

结论	1
第一章 内燃机的热负荷与热强度	11
§1-1 内燃机受热零部件的热负荷	11
§1-2 内燃机受热零部件的热强度	18
参考文献	21
第二章 内燃机受热零部件的传热过程	23
§2-1 燃气对燃烧室壁面的换热	24
§2-2 求取缸内燃气平均换热系数的方法	29
§2-3 换热系数在缸内不同位置的变化	31
§2-4 内燃机缸内的火焰辐射	33
§2-5 燃烧室外壁面向冷却介质的换热	41
参考文献	43
第三章 内燃机受热零部件温度场的电模拟试验	44
§3-1 电模拟的基本原理	44
§3-2 导电纸模拟法	46
§3-3 导电槽模拟法	47
§3-4 电路网络模拟法	53
参考文献	58
第四章 应用有限单元法计算温度场与热应力的方法	59
§4-1 平面温度场问题的导热偏微分方程	59
§4-2 微分方程的解析解法	60
§4-3 微分方程的余量法近似解法	61
§4-4 微分方程的加权余量法近似解法	62
§4-5 平面温度场问题	63
§4-6 平面单元的温度插值函数	65
§4-7 平面温度场内部单元的积分计算	65
§4-8 平面温度场温度边界单元的积分计算	68
§4-9 平面温度场热交换边界单元的积分计算	68
§4-10 平面温度场单元的整体合成	69
§4-11 轴对称体温度场问题	76
§4-12 平面应力问题和平面应变问题	78
§4-13 平面热应力	88
§4-14 轴对称体热应力	91
参考文献	95

第五章 不稳定温度场与不稳定热负荷	96
§5-1 燃烧室壁面温度波的试验研究	96
§5-2 应用图解法求解燃烧室壁面的温度波动	98
§5-3 应用分析法求解燃烧室壁面的温度波动值	104
§5-4 燃气温度波动值的测量	106
§5-5 应用有限单元法求解二维不定常温度场	109
§5-6 不稳定温度场和不稳定热负荷	111
§5-7 关于求解不稳定温度场和不稳定热应力的几点说明	113
参考文献	114
第六章 内燃机受热零部件的温度和应力的测量	115
§6-1 温度测量	117
§6-2 应力测量	128
§6-3 测量信号的引出	137
§6-4 X 射线残余应力测定技术	139
参考文献	143
第七章 柴油机受热零部件的结构分析	145
§7-1 气缸盖	145
§7-2 活塞	148
§7-3 气缸套	154
§7-4 气阀	155
§7-5 喷油器	157
参考文献	158
附录一 热负荷分析程序 TLAP 说明	159
附录二 热负荷分析程序 TLAP-I 说明	167

绪 论

内燃机是一种热能动力机械，按燃用的燃料来分，有柴油机、汽油机、煤气机等几类，这些都是活塞式内燃机；还可以把燃气轮机列为内燃机的一大分支，称为叶片式内燃机。内燃机的分类依据和方法还很多，这里就不赘述了。由于柴油机的单机功率覆盖着从几千瓦至几万千瓦的广阔范围，且无论从热能的利用程度还是以货币计的单位功率支出来看，它的经济性能均为众机之冠，以及其他众所周知的原因，柴油机在国民经济和国防上得到了最为广泛的应用。所以，本书主要论述柴油机方面的内容。

内燃机是一种热能动力机械，它的运转离不开“热”的传递，这种热的传递在很大程度上主宰着内燃机的经济性、可靠性以及其他各项重要的技术经济指标。从内燃机这一学科来说，常可分为“原理”和“结构设计”两大系统，本书仅从“结构设计”这一系统来论述内燃机受热零部件中的热传递现象和由此在内燃机的设计、制造和维护管理中产生的有关课题（包括内燃机的热负荷、可靠性）以及研究这些课题的有关理论和手段。其中，理论是传统的，手段包括了模拟法、实测法和数值法，数值法中主要涉及了有限元法的应用问题。

所以，本书定名为《内燃机的传热与热负荷》。

在生产实践的教训中，内燃机的热负荷问题引起了人们的高度重视。例如：内燃机的某些受热零部件会由于温度过高而失去工作能力，它包括因高温而烧蚀或熔化、变形、材料强度或硬度的下降、润滑油膜的破坏、排气灰分的熔化等。而内燃机受热零部件的热疲劳破坏，是对内燃机运转可靠性的又一个重要威胁。内燃机的这些因“热”或“温度”引起的故障，即使是在过去强载度很低的内燃机上也已普遍反映出来。例如：缸套、活塞、活塞环、气阀、阀座等摩擦副的使用寿命不长，燃烧室，活塞顶等容易烧蚀，喷油器的可靠性不够，缸盖、活塞、缸套等易产生裂纹或至破坏而报废等。由于这些故障是普遍现象，以致人们习以为常。上述摩擦副或喷油器的以百或千小时计的使用寿命已被人们所接受；而缸盖、活塞、缸套等的裂纹、开裂或某些烧蚀、腐蚀等现象有时也认为是不可避免的，以致在设计中常估计这些零部件开裂或烧蚀、腐蚀的发展速度，而后在厚度上给以裕度，以能够在预期的使用寿命结束之前不致破坏到贯穿壁厚为满足。

人们把上述引起内燃机受热零部件这些故障的“热”或“温度”的因素叫做热负荷，而这些故障叫做热负荷故障。

对内燃机受热零部件的热负荷故障持熟视无睹的态度，而让千百万内燃机受热零部件以不应有的短的使用寿命来度过它们的“一生”的现象再也不能继续下去了。特别是在内燃机日益强载化的今天，把内燃机热负荷问题提到内燃机这一学科的前沿已是刻不容缓的任务。人们在实践中已体会到，在研制一台技术经济指标较先进的内燃机中，经过一定的调整试验后，其性能指标一般是比较容易达到设计要求的，可是它的使用寿命和工作可靠性要达到预期目标并不容易，其中不难找到热负荷故障常是真正的“拦路虎”。

当提高内燃机以平均有效压力和速度（活塞速度或曲轴转速）为标志的强载程度时，就意味着单位时间内释放的热量增加，当然这也会带来热负荷的增加。因此，可以以单位活塞

面积的功率作为衡量内燃机热负荷的尺度，即这个单位功率大，便表示热负荷大；反之则小。与此相应的有：单位活塞面积的燃油消耗率、单位气缸散热面积的散热率——热流密度、或作为强载度指标的平均有效压力与活塞平均速度的乘积等等。

可是，内燃机的热负荷故障指的是某些受热零部件由于温度过高或过低而失去工作能力，或因热疲劳而破坏。因此，上述作为衡量内燃机热负荷尺度的有关指标，还不足以作为具体估计某一受热零部件热负荷故障的依据。唯一可以作为依据的只能是内燃机具体受热零部件的特定部位的温度值，用它来估计受热零部件温度是否会因过高或过低而失去工作能力；决定受热零部件的热应力与热变形的温度分布——温度场及约束条件；以及主宰受热零部件表面波动热应力的温度波。对此，可用模拟法或现代计算方法求取内燃机具体受热零部件上的温度场及壁面温度波。据此，通过热光弹测试技术或现代计算技术可以求取其热应力、热变形，以及由于气缸内气体压力和运转的惯性力造成的机械应力，再与该温度下该受热零部件材料的高温性能相比较，即可估计出该受热零部件的热疲劳可靠性。这是内燃机受热零部件热负荷可靠性的“先期研究”方法。实践证明，这是一种行之有效的研究方法。在运转的内燃机上，对某些受热零部件上的若干点，可应用测试手段测取温度值和应力值，用以估计热负荷可靠性。这是研究内燃机受热零部件热负荷可靠性的“实机测试”方法，它可说是研究方法中的最后手段。

过去，人们还没有意识到内燃机热负荷问题的重要意义，也还没有掌握受热零部件热负荷可靠性的先期研究的理论方法和实机测试技术，对内燃机的设计以经验为依据，也就是在同类型内燃机统计资料中选取性能参数和结构参数，而后在多次的样机试制、试验和长期的实机运转的考核中加以完善。可以想象，如果超过统计资料的范围，通过“外插”来设计内燃机的参数，就会具有很大的盲目性。好在过去内燃机的强载度不高，即使出现热负荷可靠性问题和寿命问题，也习以为常地被人们所接受了。所以在那个时代，根据统计资料试凑的内燃机设计方法，是把其热负荷可靠性问题的矛盾掩盖了，因而没引起人们应有的重视。

可是在今天，高强载度的内燃机的热负荷问题已不可掩盖地影响到了内燃机的研制成败与否，特别是昂贵的大型低速、中速或高速大功率的柴油机，热负荷问题更加突出。目前，这些柴油机在气缸以至增压系统所有受热零部件的设计中，均已应用了热负荷可靠性方面的研究成果，否则，这些柴油机的研制要得到成功是完全不可能的。

即使如此，目前内燃机的热负荷可靠性问题尚未彻底得到解决，有时稍有疏忽甚至还会突出到“拦路虎”的地步。例如，7354.99kW的中等增压度的6ESDZ76/160型柴油机，在试制初期，其气缸盖的热负荷可靠性极低，有关部门曾对装有这种机型的九艘万吨远洋货轮进行调查，发现运转2500~5000h内，54个在用缸盖中就有38个产生了热负荷裂纹。这种现象，有时即使在农用非增压的小型柴油机上也会出现，例如，有关部门曾调查了12台农用4.413~5.884kW的198型柴油机，发现在不到一年半的时间里，在12个缸盖中因裂纹贯穿而报废的竟达11个之多。不计上述热负荷可靠性特别差的个别例子，即使昂贵的成熟的机型在正常营运状态下，其热负荷可靠性方面的问题也不可避免。表0-1为日本海事协会对柴油机主要受热零部件损伤的统计资料。由表可见，这些柴油机主要受热零部件的热负荷故障的确还存在，有些还相当严重，其中大型低速二冲程柴油机尤其如此。

内燃机愈是强载，即平均有效压力愈大或活塞平均速度或转速愈高，如果在设计上不采取相应措施的话，那么热负荷故障的严重程度是不堪设想的。最后，只有降低性能指标来迁就其对热负荷可靠性的要求。这就意味着人们在内燃机发展道路上屈服于热负荷故障这一

表0-1

(1)气缸盖损伤台数

冲程	二冲程								四冲程	
机型	UEC		B&W		SULZER		M.A.N		中速	
统计年份	1972	1973	1972	1973	1972	1973	1972	1973	1972	1973
燃气侧	101	76	7	10	56	45	29	17	25	26
冷却侧	2	0	10	13	16	24	55	59	3	2
其他	6	6	8	13	12	14	0	1	15	22
总计台数(x)	109	82	25	36	84	83	84	77	43	50
在用台数(y)	535	580	469	483	438	446	256	253	1146	1183
损伤率($\frac{x}{y}$)	0.20	0.14	0.05	0.08	0.19	0.19	0.33	0.30	0.04	0.04

(2)活塞损伤台数

冲程	二冲程								四冲程	
机型	UEC		B&W		SULZER		M.A.N		中速	
统计年份	1972	1973	1972	1973	1972	1973	1972	1973	1972	1973
燃气侧	21	26	43	39	32	27	22	11	3	9
冷却侧	11	4	7	6	57	69	10	17		
其他	26	20	11	23	74	94	45	29		
总计台数(x)	56	50	61	68	163	190	77	57	43	58
在用台数(y)	535	580	469	483	438	446	256	253	1146	1183
损伤率($\frac{x}{y}$)	0.11	0.09	0.13	0.14	0.37	0.43	0.30	0.23	0.04	0.05

(3)缸套损伤台数

冲程	二冲程								四冲程	
机型	UEC		B&W		SULZER		M.A.N		中速	
统计年份	1972	1973	1972	1973	1972	1973	1972	1973	1972	1973
燃气侧	12	12	5	14	9	17	3	2	15	31
冷却侧	10	3	72	59	6	2	2	5	17	16
其他	1	2	1	2	0	1	2	3	6	1
总计台数(x)	23	17	78	75	15	20	7	10	38	48
在用台数(y)	535	580	469	483	438	446	256	253	1146	1183
损伤率($\frac{x}{y}$)	0.04	0.03	0.17	0.16	0.03	0.05	0.03	0.04	0.03	0.04

“拦路虎”。可是内燃机的发展总是沿着强载方向也即顶着热负荷威胁的方向发展的，可以说大、中、小型内燃机都不例外。表0-2是以德国的40/46型中速柴油机为例，说明它经历了两次世界大战直至今天还在继续发展的历史过程。从表0-2可见，40/46型柴油机在60多年的发展历程中不断地进行着强载化。在大型低速二冲程柴油机的发展历程中也可看到同样的强载化历程（见表0-3）。

柴油机的强载化主要靠不断提高增压程度来实现，它以平均有效压力的提高为标志。至于活塞平均速度的提高历年来甚为有限；而转速历年来基本上不变，在大型低速柴油机上近年来由于超长冲程的应用，其转速已大为下降。

柴油机强载化的结果，是不断增加了单机功率。可是自六十年代以后，随着船舶向着巨

表0-2

年 份	机 型	转 速 (r/min)	平均有效压力 (MPa)	单缸功率 (kW)	备 注
1914~1918	M6V40/46	470	0.574	122.092	用于U-27潜艇
1939~1945	40/46罗茨增压	470	0.763	171.371	用于700艘VIIC潜艇
1939~1945	M6V40/46KBB 涡轮增压	520	0.996	244.921	用于XXI潜艇第一次应用 通气管
1945前夕	40/46二级涡轮	540	1.187	305.968	造10台
1950~1953	640/46	425	0.907	183.875	1950年法海军部邀德 M.A.N.厂潜艇主机负责人 K.Pielstick在法成立热机研 究会(S.E.M.T.)
1955	PC1640/46	470	1.147	257.425	K.Pielstick
1962	PC2 40/46	512	1.510	342.007	
1967	PC2-2 40/46	520	1.481	367.750	
1971	PC2-6 40/46	520	1.912	478.074	S.E.M.T.与日本石川岛 播磨合作研制

表0-3

机 型 年 份	SULZER	B&W	机 型 年 份	SULZER	B&W
1917	0.448		1968	1.098	1.000
1925	0.511		1973		1.157
1938	0.495		1975	1.196	
1940		0.510	1976		1.157
1952		0.696	1977	1.324	
1954	0.684		1979		1.294
1957	0.843		1981	1.422	1.500
1960		0.892	1982	1.579	1.500

型化、高速化的方向发展,对柴油机单机功率的要求越来越高。要满足这一要求,除了对柴油机继续强载化以外,还采用了逐步增大缸径的措施,大型低速二冲程柴油机在这一方面的历程见表0-4。

表0-4

年 份	最 大 缸 径 (mm)	单 缸 功 率 (kW)
1956	740~760	882.599~1029.699
1960	840~900	1544.548~1691.648
1965	930	2022.622
1970	1060	2941.996

我们知道，若缸径增大，单位气缸工作容积的散热面积便减小，加上由于燃烧室壁厚的增加，即热流路程的增加，热负荷问题更加严重。这就是大缸径高强载柴油机的热负荷故障特别严重的原因。

以1973年爆发石油危机为分界线，在此之前，商船每载重吨配备的主机功率和相应航速均比目前的为大（见表0-5）。由于对单机功率要求的减小，更由于平均有效压力的不断提高，近年来大型低速二冲程柴油机的最大缸径已在减小。例如，1967年在建造中的最大缸径为：B&W——980mm，FIAT——1060mm，GÖTAVERKEN——960mm，M.A.N.——1050mm，UEC——1050mm，STORK-WERKSPOOR——900mm，SULZER——1050mm。可是到1982年，通过十多年的竞争，现在只有两种机型最有地位，其最大缸径已减小为：M.A.N.——B&W——900mm，SULZER——840mm。最大缸径的减小，对缓和热负荷问题带来了有利条件。可是自1973年以来，在世界范围内能源危机甚嚣尘上的现代，减低单位功率的耗油量已成为各柴油机生产者持续的奋斗目标。为此，在继续提高平均有效压力的同

表0-5

年 代	船 型	有效功率/载重吨	航 速
1973年以前	15万载重吨以上油轮	1/5.7(1/9.5)	15.8(13.6)
1980年以后	15000载重吨以上集装箱船	1/0.61(1/0.95)	24.2(21.5)

时，也不断提高了爆发压力。从卡诺效率来看，提高爆发压力是降低耗油率的必要措施，这些可由图示爆发压力 p_z （低速柴油机）或压缩比 ϵ （煤气机、汽油机）对有效效率 η_e 或汽车的百吨公里耗油量明显地表示出来（如图0-1）。但其结果，由于爆发压力的提高，增加了受热零部件的机械负荷。因此，为解决强载内燃机受热零部件的热负荷可靠性问题，必须同时顾及其机械负荷问题，这就增加了问题的复杂性。

小型高速柴油机也沿着强载化的方向发展，措施是适当地提高转速或活塞平均速度，在经济有利的条件下还采用了增压；而无条件挖掘的强载潜力，是通过燃烧系统的改进获得的，它使在缸内确定的空气量下能尽量减小燃烧的过量空气系数，即在保证燃烧完全和及时的条件下，供以更多的燃油，从而可获得更高的平均有效压力。过量空气系数的下降，意味着柴油机热负荷的增加，如果处置不当，将会引起燃烧室受热零部件的损坏和喷油器的失效。所以，这类柴油机负荷的限制，常不以排烟的烟度为依据，而以热负荷可靠性作为先决条件。

风冷柴油机以空气作为冷却介质。它所能带走的热量大约只有水冷柴油机的50%。因此，风冷柴油机的热负荷比水冷的为高，表现在气缸温度和排气温度均较高上。对风冷柴油机各受热零部件的正确冷却和必要的技术措施，是风冷柴油机可靠运转的必要保证，否则一系列热负荷方面的故障将会接踵而至。这些故障是：活塞擦伤、气缸垫漏气、缸套变形、气阀端部间隙增大、射油器卡死或烧坏、润滑油变质以及起动性能恶化等。

各类内燃机上普遍存在的热负荷问题如何解决？当然，只要降低内燃机的强载程度，这个问题也就容易解决了。实践证明，低转速、低活塞平均速度、低强载的内燃机具有较长的使用寿命和高度的可靠性。例如：一台450r/min的农用低速非增压柴油机的缸套和活塞环的使用寿命可比1500r/min的农用高速柴油机的长三倍以上。曾有一台船用低速非增压柴油机的缸套可连续使用20年以上。在1979年4月号的《柴油机和燃气轮机进展》（世界版）上，

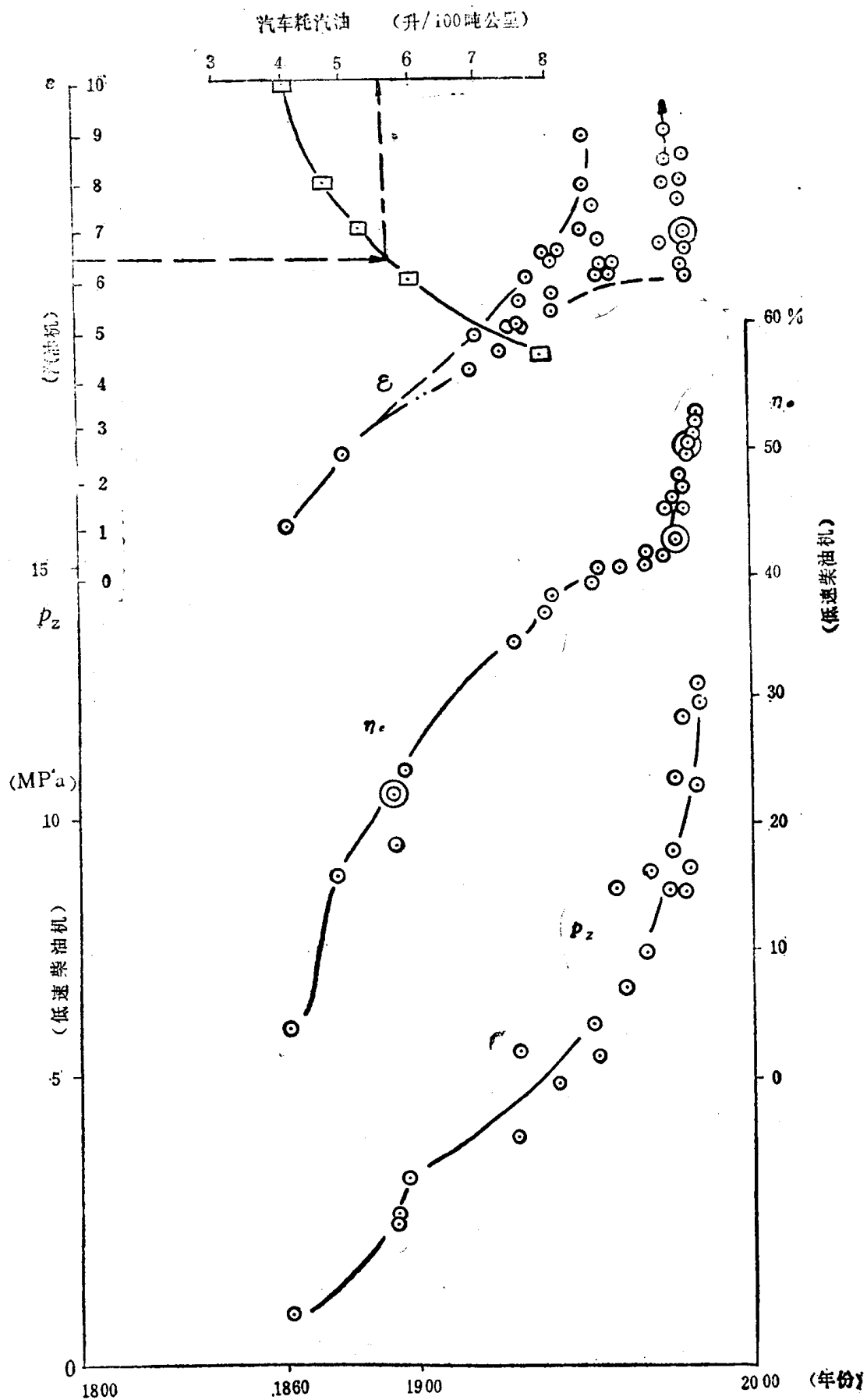


图0-1 内燃机爆发压力或压缩比对热效率的影响

报导了英国普提克公司的一种单缸农用柴油机，其转速为 $600\sim 800\text{r/min}$ ，活塞平均速度为 $3\sim 4\text{m/s}$ ，平均有效压力 0.294MPa 左右，功率 $5.148\sim 7.355\text{kW}$ ，单位功率重量 $29.420\sim 44.130\text{kg}$ ，可见其指标落后，但据称它是发展了若干年的一个名牌产品，其可靠性和经济性在世界很多地方有很高的声誉，在发展中国家很受欢迎，有的已经历了大约40年的考核。

然而，除了上述一些特定的情况外，从总的技术发展来说，内燃机毋疑不应降低强载程度以回避热负荷问题，而应不断提高承受强载的水平，同时更应积极设法解决热负荷问题。从燃烧室受热零部件的结构设计来说，解决的办法应包括：加强对受热零部件的冷却、改善材质的高温性能、应用使热应力和机械应力各得其所的薄壁强背设计方案、在应力较大的部位设法使应力释放等；从内燃机工作循环的原理来说，主要是燃烧系统和增压系统的改善，或其他别具匠心的措施。

加强对受热零部件的冷却，是提高其热负荷可靠性的必要措施。例如，强载程度高的缸盖，可设计成具有中隔板的结构，这样可以减小薄底板壁厚又可以加快燃气及壁面处的水流速度，且对水流给以必要的引导，使水定向地冲刷着射油器，这些能使有关受热零部件得到较好的冷却。又如，为了提高对活塞的冷却效果，可使用水冷却以代替原来的滑油冷却；再如，为提高喷油器的热负荷可靠性，而发展了水冷却结构；等等。

改变材质以提高受热零部件的热负荷可靠性，在一定情况下是个颇为有效的措施。例如，对缸径为 400mm 以下的缸盖，通常以灰铸铁最为普遍，但当缸径大于 400mm 时，由于热应力随缸径增大而增大，以致灰铸铁经不起较大塑性变形的长期考验，此时就以改用球墨铸铁为宜。又如，为要提高排气阀面的高温硬度以延长其使用寿命，可在阀面上焊以硬质合金。再如，为保证射油器的工作可靠性，其偶件的回火温度不宜低于其工作温度等等。

活塞、缸盖、缸套等的设计，既要减薄其壁厚以改善冷却和减少热应力，又要对这薄的壁面给以强有力的支承，以适应气缸里由于高的爆发压力造成的机械应力。因此，在这些燃烧室部件的设计上，发展了多种的“薄壁强背”设计方案，目前在比较强载而尺度又较大的柴油机上，无例外地都在应用这些设计方案。其中的“钻孔冷却”方案系在厚实的部件本体（强背）上钻一个离燃气侧很近（薄壁）的冷却水孔，它在承载机械负荷和热负荷问题上成效显著，是一种很成功的设计。

热应力过大的部位，常会引起裂纹，甚至贯穿整个壁厚而使该部件完全失效。因此，在设计上应考虑热应力的释放问题。例如，缸盖设计中为减小燃烧室壁上的热应力，在结构上周边不能箍得太紧，而缸盖与缸套凸肩间的径向也应留有充分的径向间隙；又如缸盖阀座的“鼻梁”处，如果容易产生裂纹，则可在裂纹附近预先铣去一部分金属，以减轻应力集中的程度；再如，燃烧室零部件上的有关孔口或边缘处均应给以圆顺，以免应力过于集中等等。

所有这些以及其他有关解决内燃机热负荷可靠性的措施，实践证明都是有效的。但某些措施的副作用，在新的情况下成了新的问题，这又不能不引起人们的注意。

例如，对柴油机燃烧室受热零部件给以充分的冷却，虽然某些结构可能热应力增加，而另一部分结构又可能热应力下降，但无论如何，该零部件的温度是下降了，材料的性能是提高了，这对解决热负荷可靠性问题是有利的一面。然而，所谓充分冷却也有一个程度上的限制，即燃烧室零部件的温度也不宜低于某些定值，否则会引起某些零部件的磨损加速或腐蚀破坏，而且还会严重地影响内燃机的性能指标。

被冷却介质带走的热量，是一种热损失，如果让它少带走一部分热量，那么这部分热量在气缸里还可有一定分量转化为有用功，其余分量以排气热量的形式排出，在废气涡轮内又

有一部分可以回收。这就是说,如果减弱对燃烧室受热零部件的冷却,内燃机的热效率就可以得到某些提高。但燃烧室受热零部件和废气涡轮的温度也将增加,也就是说内燃机的热负荷问题将会加剧。

因此,可从相反的方向去考虑解决燃烧室受热零部件的热负荷问题,即在这些零部件与缸内燃气接触的面上设置隔热层。这个隔热层既能减少冷却介质带走的热量,又能解决这些零部件的热负荷问题。隔热层的进一步强化就是绝热,设想中的这种发动机就是绝热发动机。国外对这种绝热发动机颇感兴趣,美国陆军坦克发动机研究发展中心和卡明斯发动机公司合作研究的计划中的绝热发动机,其耗油率预计仅 $169.953\text{g/kW}\cdot\text{h}$ 。

再如,为了对热应力集中的燃烧室孔口或边缘给以应力释放,可在这些部位给以圆顺。在许多情况下,活塞的燃烧室凹坑或让阀坑的边缘上容易发生裂纹,但对活塞的燃烧室凹坑边缘如给以圆顺,则会给柴油机的性能带来恶化。 ω 型燃烧室凹坑的尖锐边缘很易产生裂纹,但这尖锐边缘却特别有利于降低排气污染和改善燃油经济性。所以,为解决受热零部件的热负荷故障问题,还不能简单从事。

已知的内燃机具体受热零部件上的温度场,可以视为标志该零部件热负荷程度的一个重要尺度。如何求取这个温度场呢?作为“先期研究”,温度场的电模拟测试法不失为一个重要手段。它是应用电场与温度场间的比拟关系,在还没有实机零部件的时候,即可通过这种比拟关系来预测实机零部件的温度场。

通常应用电模拟测试内燃机零部件的温度场是定常温度场。定常温度场与定常的电场可用同一拉普拉斯微分方程来描述。其中当温度场与电场在几何形状相似、边界条件相似条件下,温度场中的温度与电场中的电位同为相应坐标的调和函数,它们之间在数值上仅差一个任意常数。作拉普拉斯的理论解,在大多数实际问题是不可能的,而电模拟测试方法实际上就是最切实可行的解算手段。

电模拟测试装置,根据制作模型的材料不同而有导电纸式、电解液式和电阻网式几种。导电纸模型可模拟平面问题,但由于导电纸电阻很难做到沿半径线性变化,所以无法模拟轴对称问题;电解液模型可以模拟平面问题,也能模拟轴对称问题;电阻网模型能模拟平面、轴对称以及三维问题,且可模拟非均质和各向异性问题。

现有的电学测试仪器和相应的电模型技术,可以相当精确地进行电模拟测试。可是这种“先期研究”所取得的温度场,是否符合将来的实机情况,其关键在于模拟试验中选用的热边界条件是否符合实机情况。几十年来,国内外众多学者对内燃机燃烧室内的传热问题进行了大量的试验研究和理论工作,已取得了一定的进展。但由于传热现象的复杂性,目前在理论研究上还未取得新的突破,只是从大量的试验资料中已整理出了一系列的经验公式。因此,根据实机情况来选取合适的经验公式,以恰当地确定电模拟试验的边界条件,就至为重要了。而边界条件的选取是否符合实机情况,只有由实机测试数据来验证了。

内燃机的不定常传热问题的研究,目的是为了求取燃烧室受热零部件在燃气侧壁面上的温度波动值。由于这个温度波动主宰着这个壁面上的波动热应力,此波动热应力会加速壁面蠕变速度,其结果加速了该壁面裂纹的形成。更由于腐蚀介质的由此入侵,以至发生不正常的蠕变现象,使该壁面产生意外的过早断裂。特别是内燃机处于不稳定工况下的不定常传热问题,其所带来的危害性将更为突出。例如:同样的一台柴油机,作为长途营运船舶的主机时,由于工况比较稳定,其热负荷故障方面的问题比工况较不稳定的短途营运船舶的主机的热负荷故障为少。

燃烧室壁的不定常热传导的计算,通常基于一维不定常热传导方程,可应用数值解法或图解法,而二维不定常问题,只能求助于有限单元法和电子计算机了。

有限单元法借助于电子计算机,在目前内燃机的传热与负荷的研究上,是一个极为有效的研究手段。它能解一、二、三维定常的传热与固体力学问题,也能解一、二维不定常的传热与固体力学问题。用有限单元法解弹性力学问题,其本质是基于最小位能原理。因为,凡是一个物体的稳定平衡位置,必是其位能为最小的位置。例如钟摆的稳定平衡位置,必然是当摆处于铅垂位置,因这时摆的位能为最小。当一个弹性体各节点上受到各种载荷时,则这个弹性体的稳定平衡位置必然是它的总位能为最小的某个状态。此时各节点的位移所处的位置与原位置的距离就是我们所要求的位移值 $\{\epsilon\}$ 。而对位移给以求导,即得应变值 $\{\epsilon\}$,由 $\{\epsilon\}$ 通过材料的弹性模量,即可求得应力值 $\{\sigma\}$ 。

求取内燃机燃烧室受热零部件的温度场,是热应力计算的先决条件。对求取温度场而言,当然无所谓最小位能原理,但以平面定常温度场来说,其温度函数所满足的调和方程与平衡状态下弹性薄膜的横向位移所应满足的微分方程有完全相同的形式。因此,使薄膜的平衡状态成立的最小位能原理,可以通过比拟而给出定常温度场的相应形式。也就是说,可以应用有限单元法来求取受热零部件的温度场。

在内燃机的强度研究中,应力当然是判断零部件结构形式完善程度的必要依据,所以应力的光测法和电测法的应用有它的重要价值。而用有限单元法进行电算,不但能求得零部件的应力值,而且还能求得零部件的变形。对内燃机上某些零部件的变形的求取有其重要意义,通过它可以判断有关运动副(如气缸与活塞、环与环槽、阀与阀座、轴与轴承等)的工作间隙及其可靠程度。

有限单元法的应用是近二十年的事,它是从美国的飞机工业和欧洲的土木工程开始发展起来的。1960年开始在造船工业上得到应用。1967年7月在荷兰召开的第二届国际船舶结构会议上曾作过介绍,到1970年8月在日本召开的第四届国际船舶结构会议上已经得到广泛应用。1977年在日本召开的第十二届国际内燃机会议上,有限单元法在内燃机强度研究上的应用已很广泛,到1979年在维也纳召开的第十三届国际内燃机会议时,三维有限单元法的应用已很普遍。

有限单元法的思想,最早萌芽于我国古代的伟大数学家祖冲之(429~500),他是我国南北朝时代南朝的科学家,他在推算圆周率的时候,运用的正是有限单元法的基本思想。50年代末,我国研制成功了第一台大型电子计算机,同时也展开了计算机应用和现代计算数学的研究,当时中国科学院计算数学研究所冯康同志于六十年代初独立于西方创造了一整套现代化、系统化解微分方程的方法,当时命名为“基于变分原理的差分方法”,也就是现在国际上统称的“有限单元法”。在国外,有限单元法是由工程界在传统构件化方法的基础上,作为经验方法而提出的,数学家是在以后才重视和参与的;而在我国,一开始就从数学上的角度提出问题和解决问题,并重视理论与实践的统一。这是我国与西方在创立有限单元法的实践背景和学术道路上的区别。

有限单元法在我国内燃机工程界的应用,首先由上海内燃机研究所提倡,始于70年代初。武汉水运工程学院的论文——《用有限元法求解气缸盖温度分布》发表于《武汉造船》(3-4, 1974)。

前面说过,“先期研究”所取得的温度场、热应力、机械应力以及变形等资料,是否符合实机情况,需要通过“实机测试”来验证。当对若干实机测试资料进行整理后,可以从中

提出修改边界条件的依据,建立我们自己的符合实机情况的边界条件,为进一步作多方案电算和优化设计提供条件。实机测试系在运转中的内燃机上,对其某些受热零部件上的若干点进行温度和应力的测量。温度测量的方法很多,有硬度法、易熔合金法和热电偶法等,其中热电偶法的优点比较突出,它不但能测稳定工况下的温度,也能测不稳定工况下的温度,这是其他测温方法所不能比拟的。应力的测量主要是应用应变片电测技术,其中有常温、中温、高温电测技术。

可是,进行实机测试技术难度较大,国外成功的报道不多。苏联1975年报道了应用高温电阻应变片,对汽车、拖拉机柴油机气缸盖进行过应力测量。1983年我国代表团参观了苏联中央柴油机研究所,目睹了缸盖高温应力测量的模拟加热装置,未曾获悉实机测试的情况。日本田中茂男于1977年报道了应用焊接式高温应变片测取了一台预燃室式气缸盖的热应力,但具体测试技术不详。日本1980年的有关研究报告指出:气缸盖燃气侧应力的测试尚处在田中等人所进行的阶段。

60年代初期,国内就先后开展了高温应变片的研究,70年代以来取得了迅速的进展,有的性能已接近和达到国际先进水平。在热电偶方面,也已有各种类型、多种规格,包括细达 $\phi 0.2\text{mm}$ 的铠装热电偶在内。1971~1972年间,沪东造船厂成功地测取了大型低速二冲程柴油机缸盖在稳定工况下的热应力,随后,近十年未见有关成功事例的报道。1982年,武汉水运工程学院在200GZC高增压中速柴油机上成功地测取了气缸盖稳定工况下的热应力,和初步测取了气缸盖在不稳定工况下的热应力,1984年又在S195高速柴油机上,成功地测取了气缸盖在不稳定工况下的热应力。在这些“实机测试”的基础上,已整理出了比较符合实机情况的边界条件,修正了属于“先期研究”的有限单元法的电算结果。

内燃机热负荷问题的解决,除了应用上述的“先期研究”与“实机测试”技术手段,从受热零部件的“结构设计”上着手外,在内燃机工作循环的“原理”上着手,也是大有可为的,但这已超出本书的范围。

传热学作为一门独立的学科是近几十年的事情,它的研究对象是热的传递现象。从热力学第二定律知道,只要有温度差存在,热量总是自发地从高温传向低温。温度差在自然界里普遍存在,所以热的传递现象是一个很普遍的自然现象。但研究表明,热的传递是一个很复杂的现象,为了分析上的方便,人们常把复杂的传热现象分割成三个基本型式——导热、对流换热和辐射换热。内燃机燃烧室里,热从燃气传到冷却介质的过程中,就包括对燃烧室内壁面的对流和辐射的换热,而后从内壁面向外壁面的穿过金属壁的导热,最后从外壁面向冷却介质的对流换热。今把热量从燃气向冷却介质的总的传递过程统称为传热,而把燃气对燃烧室内壁面的对流、辐射以至导热的相互影响又共同起作用的热量传递过程称为复杂换热。

传热学从它的发展来看,从汇集某些个别的经验数据开始,到应用相似理论,已经组成了一套实验研究的理论体系。近几十年来,物理学上的成就,特别是流体的层流和湍流的研究,和边界层理论的逐步充实,都为传热学的进一步发展提供了条件。近代高速电子计算机的出现,使以实验研究为主的传热学向计算研究方向迈出了一大步,相信今后还会有进一步的发展。

本书应用了传热学、弹性力学和有限单元等理论方法,以及电测技术,对内燃机受热零部件的温度、温度场、应力场和变形进行了研究;并从内燃机“结构设计”这一学科出发,对内燃机的受热零部件作了结构分析;最后,以附录的形式给出了平面和轴对称问题的定常和不定常的温度场计算机程序和静态及准静态应力的计算机程序。

第一章 内燃机的热负荷与热强度

§1-1 内燃机受热零部件的热负荷

我们可以根据内燃机受热零部件热负荷故障情况，从两个方面来理解“内燃机热负荷”这一术语的含义。

1. 内燃机的受热零部件由于温度过高而失去工作能力，包括：零部件由于高温而烧蚀、烧熔；受热变形，破坏了正常的工作间隙；材料强度因高温而急剧下降，或硬度下降而加速磨损；由于高温而引起滑油结胶或排气中的灰份被熔化等。例如：当第一道活塞环槽温度超过 $180\sim 230^{\circ}\text{C}$ （随滑油质量而异）时，会引起滑油在该环槽内的结胶，使环失去活动能力而破坏了环的密封作用；缸套或环温度过高而破坏缸套上的滑油油膜，促使缸套和环的磨损加剧；缸套周向温度不均而引起缸套变形，以至破坏活塞和缸套的正常工作；排气阀温度过高，会产生阀面和阀座的高温侵蚀，工作不长时间就有可能在阀密封面处发生烧毁现象；喷油器因高温而使针阀咬死或油头积炭；增压器涡轮的喷嘴或动叶片的高温损坏等等。因此，内燃机受热零部件的运转温度均不得超过某个允许范围。

但内燃机受热零部件的温度也并非越低越好，它还需要预防材质的冷腐蚀，根据内燃机性能的要求，有关受热零部件也有其最低的许可温度。例如：活塞顶和第一环槽处的温度分别不能低于 205°C 和 140°C ，射油器端部温度不能低于 120°C ，这是因为当燃用含硫燃料时，燃烧产物因金属壁面温度过低而产生酸性的冷凝物，它会使金属产生腐蚀或腐蚀磨损。再如，缸盖和活塞应有一定的温度要求，否则会影响内燃机的性能指标。

2. 内燃机受热零部件如气缸盖底部、活塞顶部、阀面等处，由于温度梯度过大而引起大的热应力，使这些零部件产生破坏；或内燃机在运转中，因经受工作循环的波动应力而产生疲劳破坏；或内燃机经多次开车、停车或变负荷运转而产生的应力变化而致疲劳破坏。

一、热流密度

内燃机的热负荷，一般可用单位面积的热流量，即所谓热流密度 q (W/m^2) 来表示。据定义：

$$q = \frac{Q}{F}; \quad Q = k \cdot N_i \cdot g_i \cdot H_M \quad (1-1)$$

式中： Q ——内燃机每缸每小时的散热量；

N_i ——每缸指示功率；

g_i ——指示耗油率；

H_M ——燃料低热值；

k ——气缸散出热量与燃料带入气缸热量的百分比；

F ——气缸散热面积。

为简化计，认为散热面积如图 1-1 所示：

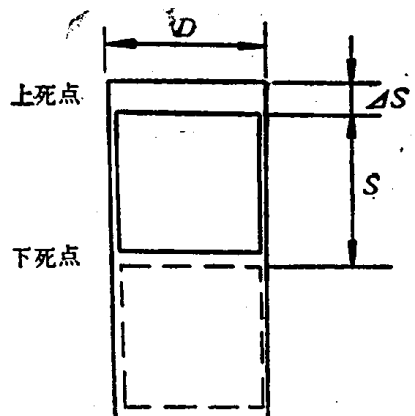


图1-1 散热面示意图