

内燃机活塞裙部型面设计

陈传举 著



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

内燃机活塞裙部型面设计

陈传举 著



机械工业出版社

基于摩擦学理论, 本书提出了一种内燃机活塞裙部型面设计的新方法, 并对该方法作了详尽的论述, 还附有相应的设计计算软件。内容涉及到流体力学、润滑理论、有限元法、机械力学、传热学等诸多学科。本书可作为从事内燃机设计、制造和使用的工程技术人员参考, 也可供大专院校内燃机专业的高年级学生、研究生和从事润滑理论研究的科技工作者参阅。

图书在版编目(CIP)数据

内燃机活塞裙部型面设计/陈传举著. —北京: 机械工业出版社, 2006. 6

ISBN 7-111-19335-0

I. 内... II. 陈... III. 内燃机—活塞—设计
IV. TK402

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2006)第 062495 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)
策划编辑: 杨民强 责任编辑: 吴柏青 版式设计: 张世琴
责任校对: 李汝庚 封面设计: 姚毅 责任印制: 李妍
北京铭成印刷有限公司印刷

2006 年 8 月第 1 版第 1 次印刷
148mm × 210mm · 4.75 印张 · 137 千字
0001—3000 册
定价: 19.00 元

凡购本书, 如有缺页、倒页、脱页, 由本社发行部调换
本社购书热线电话(010)68326294

编辑热线电话(010)88379771

封面无防伪标均为盗版

前 言

内燃机活塞裙部型面对内燃机的噪声、摩擦损失甚至运转寿命都有着直接的影响。长期以来,为找到一种合理的型面,科技工作者进行了不懈的努力。但是,由于活塞的结构、受力、受热、运动以及润滑状态的复杂性,到目前为止仅笼统地提出了一个所谓的“桶型面”。由于缺乏设计桶型面的理论依据,工程上多是采用类比和实验的方法。这一方面带有一定的盲目性,另一方面实验的费用亦相当高昂。尽管如此,用这些方法设计出的活塞裙部型面能否达到减少摩擦力、降低运转噪声的目的,设计者并无把握。因此,从理论上厘清活塞裙桶型面的设计已是当务之急。

本书先从活塞裙部的流体动力润滑状态出发,建立了基于活塞结构的雷诺方程(该方程不同于滑动轴承润滑理论基础下的雷诺方程),给出了详尽的雷诺方程的有限元解算格式。接着用一复杂的解析函数来模拟活塞裙部的热态型面,在考虑到气缸、活塞变形的前提下,对热态型面进行优化,从理论上给出了“最佳活塞裙部型面”的设计准则。上述过程同时考虑了活塞横向运动的影响。最后,编制了相关的设计计算软件,且逐行解释,使读者一目了然。

本书属摩擦学的研究领域,当前在国际、国内亦属热点。但是基于摩擦学理论应用于活塞裙部型面设计的复杂性,采用本书所提出的研究方法的还不多见,因而本书具有一定的探索性。

为保证本书内容的严肃性和准确性,完稿之后,河南科技大学热能动力研究所的几位学者分别对不同的章节进行了审阅,并提出了各自的见解和修正意见。吴健教授审阅第1章和第3章;徐斌教授审阅第2章和第6章;卫尧副教授审阅第4章和第5章,马志豪副教授审阅第7章和第8章。杜慧勇博士在插图的整理方面给予了有力的协

助。此外，河南(洛阳)柴油机集团有限公司的刘丕人高工和中国第一拖拉机制造集团公司的王林军高工，集他们多年的工程实践经验，从活塞的设计、使用角度出发，分别对本书的第3、6、8章提出了宝贵的意见，并提供了诸多相当有用的资料。河南科技大学图书馆的老师为本书搜集国内、外资料提供了极大的方便，在此一并表示感谢。

本书在编写时，引用了部分中、外文献，并在相应的地方标明了出处，为此向各文献的作者表示诚挚的感谢。

我的爱人和孩子，在本书的编写过程中从时间和精神上给予了大力支持，使得本书得以顺利完成。

本书采用国际单位制，主要物理量的符号符合量和单位的国家标准(GB 3100~3102—1993)的规定。

鉴于作者的知识水平所限，本书存在不妥之处在所难免，恳请读者、专家批评指正。

陈传举

于河南科技大学(原洛阳工学院)

2006年1月20日

主要符号

- a 活塞裙部最大椭圆截面的长半轴, m
- a_1 第一道活塞环侧面面积, m^2
- a_2 第二道活塞环侧面面积, m^2
- a_p 销孔中心距上裙边的距离(见图 4-2), m
- a_j 活塞的加速度, m/s^2
- A_c 气缸热变形后的椭圆长半轴, m
- b 活塞裙部最大椭圆截面的短半轴, m
- b_c 横向运动系统质心距上裙边的距离(见图 4-2), m
- b_j 无量纲轴承宽度, 见式(5-6)
- B_c 气缸热变形后的椭圆短半轴, m
- c_p 活塞销中心相对于活塞轴线的偏移, m
- c_g 活塞质心距活塞销中心的距离(见图 4-2), m
- d 气缸公称直径, m
- d_b 轴承直径, m
- d_p 冷态时活塞的最大直径(即椭圆长轴), m
- D 计算域
- D_{cb} 缸套变形最小区域的直径, m
- e_0 活塞中心相对于气缸中心的偏心距, m
- e_b 轴颈中心相对于轴承孔中心的偏心距, m
- f 活塞销孔中心在 z 轴的坐标值, m
- F_f 活塞裙与气缸壁面间的摩擦力(见图 4-2), N
- F_g 缸内气体力(见图 4-2), N
- F_h 油膜压力的合力(见图 4-2), N
- F_{1c}^y 横向运动系统在 y 向的惯性力(见图 4-2), N
- F_{1c}^z 往复运动系统在 z 向的惯性力(见图 4-2), N

- F_L 连杆力(见图4-2), N
 F_{ry}^1 活塞环与环槽所产生的摩擦力(见图4-2), N
 F_s 侧压力, N
 h 油膜厚度, m
 \bar{h} 平均油膜厚度, m
 h_b 轴颈与轴承孔间的油膜厚度, m
 \bar{h}^e 一个单元上的平均油膜厚度, m
 H 相对油膜厚度, 见式(5-9)
 i_a 与活塞销孔轴线方向垂直的双曲线的虚半轴, m
 i_b 沿活塞销孔轴线方向的双曲线的虚半轴, m
 I_c 活塞和活塞销的质量绕横向运动系统质心的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
 I_p 活塞绕活塞质心的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
 I_{pin} 活塞销绕销孔中心的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
 k 热态裙部型面中凸点的 z 向坐标值, m
 k_1, k_2, k_3, k_4 常数
 l 连杆长度, m
 L 活塞裙长, m
 M_h 油膜压力对活塞销孔中心所形成的力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$
 M_{IC} 绕活塞销孔中心摆动的系统关于系统的质心所产生的惯性力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$
 m_p 活塞的质量, kg
 m_{pin} 活塞销的质量, kg
 m_{r1} 第一环的质量, kg
 m_{r2} 第二环的质量, kg
 m_{r3} 第三环的质量, kg
 m_{s1} 连杆小头换算到活塞销孔中心的质量, kg
 n 边界的法向
 p 油膜压力, MPa
 p_o 大气压力, MPa
 p_{b1} 第一环和第二环之间的气体压力, MPa

- p_g 气缸内气体压力, MPa
 \bar{p} 无量纲油膜压力, 见式(5-10)和式(5-19)
 p_m 平均油膜压力, MPa
 p_{\max} 最高油膜压力, MPa
 p_{\min} 最低油膜压力, MPa
 q 指数
 Q 边界上的流量, m^3/s
 r 热态下裙部型面半径, 是周向坐标 θ 和轴向坐标 z 的函数, m
 r_a 与活塞销孔轴线垂直方向的双曲线的实半轴, m
 r_b 沿活塞销孔轴线方向的双曲线的实半轴, m
 r_j 轴颈的半径, m
 r_p 曲柄半径, m
 R_b 轴承孔的半径, m
 R_c 气缸在热态下的真实半径, m
 S_o Sommerfeld 数
 s_p 活塞质心距横向运动系统质心的距离, m
 s_{pin} 活塞销孔中心距横向运动系统质心的距离, m
 t 时间, s
 t_p 热态时不同裙部高度处的摄氏温度值, $^{\circ}C$
 T 热力学温度, K
 T_f 介质热力学温度, K
 T_{fm} 平均介质热力学温度, K
 T_p 作用在活塞销上的摩擦阻力矩, $N \cdot m$
 u 沿坐标 x 方向的速度, m/s
 v 沿坐标 y 方向的速度, m/s
 v_q 活塞的横向速度, m/s
 \bar{v}_m 边界上的平均流速, m/s
 v_n 活塞裙表面的法向速度, m/s
 v_t 活塞裙表面的切向速度, m/s
 w 沿坐标 z 方向的速度, m/s
 w_b 轴承宽度, m

- W 活塞沿坐标 z 方向的速度, m/s
 X 沿坐标 x 方向的体积力, N/m^3
 Y 沿坐标 y 方向的体积力, N/m^3
 \bar{z} z 坐标的无量纲量, 见式(5-5)
 z_M 无量纲油膜压力合力的作用点在 \bar{z} 轴的坐标
 Z 沿坐标 z 方向的体积力, N/m^3
 α 传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
 α_m 平均传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
 β 滑动轴承旋转运动中油膜压力合力的作用角, $(^\circ)$
 β_c 气缸材料的线胀系数, $1/^\circ\text{C}$
 δ 冷态时的配缸间隙, mm
 δ_h 热态时的配缸间隙, mm
 δ_p 不同裙部高度处的热变形量, mm
 Δ_c 气缸直径的公差, mm
 Δ_{hp} 热态时裙部椭圆度, mm
 ε 偏心率, 见式(5-8)
 Γ 物体边界
 μ 动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
 μ_0 相应于最大油膜厚度 h_{\max} 处的动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
 μ_e 一个单元的动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
 μ_p 在压力 p 下的动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
 ν 运动粘度, m^2/s
 ϕ 曲轴转角, $(^\circ)$
 φ 连杆摆角, rad
 ψ 相对轴承间隙, 见式(5-7)
 γ 活塞绕销孔中心摆动的角度, rad
 Φ_θ, Φ_z 压力流量因子
 Φ_s 剪切流量因子
 η_c 修正系数, 无量纲参数
 η_p 修正系数, 无量纲参数
 η_f 活塞环与环槽的摩擦系数

- λ 热导率, $W/(m \cdot ^\circ C)$
 ρ 密度, kg/m^3
 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ 法向应力, MPa
 τ 切应力, MPa
 ξ 沿裙高的局部坐标
 ω 曲轴的角速度, rad/s
 Ω_p 活塞裙部波纹高, μm
 r, θ, z 柱坐标系
 x, y, z 直角坐标系
 x_0, y_0 直角坐标系

缩写符号

- BDC 下止点
 CA 曲轴转角, ($^\circ$)
 DIFF 差分法
 FEM 有限元法
 SIGN 符号函数
 TDC 上止点

目 录

前言

主要符号

绪论..... 1

第 1 章 活塞裙的润滑方程..... 3

1.1 雷诺方程的导出..... 3

1.1.1 普通雷诺方程..... 5

1.1.2 基于活塞结构和运动状态的雷诺方程..... 9

1.1.3 雷诺方程的边界条件..... 11

1.2 平均雷诺方程..... 12

1.2.1 气缸壁面与活塞裙表面的粗糙度..... 13

1.2.2 雷诺方程的修正..... 14

1.3 润滑油的粘度..... 15

1.3.1 温度对润滑油的影响..... 15

1.3.2 压力对润滑油粘度的影响..... 16

参考文献..... 16

第 2 章 油膜厚度..... 18

2.1 热态油膜厚度的模拟..... 18

2.2 活塞与气缸的热态变形..... 20

2.2.1 温度场..... 20

2.2.2 活塞的热态变形..... 26

2.2.3 气缸套的热变形..... 28

2.3 活塞裙热态尺寸..... 30

参考文献..... 31

第3章 有限元法解雷诺方程	33
3.1 伽辽金法	33
3.2 雷诺方程的有限元解	34
3.2.1 边界的处理	34
3.2.2 型函数的选择	37
3.2.3 雷诺方程的有限元格式	38
3.3 油膜压力的合力及其作用点的计算	42
3.3.1 油膜压力的合力	42
3.3.2 油膜压力的合力作用点	43
3.4 作用在活塞裙部的摩擦力	44
参考文献	45
第4章 活塞的二阶运动	46
4.1 动力学方程	46
4.2 动力学方程的解	51
4.2.1 动力学方程的初始条件	51
4.2.2 龙格-库塔法	52
参考文献	54
第5章 计算软件的考核	55
5.1 活塞裙部润滑方程的简化	56
5.1.1 径向滑动轴承的纯挤压运动	57
5.1.2 雷诺方程无量纲化	57
5.1.3 雷诺方程的有限元解	59
5.2 径向滑动轴承的纯旋转运动	61
参考文献	64
第6章 活塞裙部型面设计	65
6.1 输入参数	65
6.2 活塞裙部型面的几个参数	67
6.2.1 对应最大侧压力时的最佳活塞裙部型线	67

6.2.2	活塞裙部型面的最佳曲率	70
6.2.3	裙部椭圆度	74
6.2.4	活塞裙部型面与配缸间隙	75
6.2.5	活塞裙长度	76
6.2.6	活塞横向速度与摆角	76
6.3	活塞销偏置及活塞质心位置对裙部型面的影响	77
6.4	最佳活塞裙部型面实例	80
	参考文献	83
第7章	实验	85
7.1	装机实验	85
7.1.1	与椭圆度有关的拉伤	85
7.1.2	裙部推力面上部的拉伤	86
7.1.3	下裙部拉伤	87
7.1.4	下裙边沿的磨损	88
7.2	油膜压力的测量	88
7.3	油膜厚度的测量	90
7.3.1	电阻法	90
7.3.2	电容法	90
7.3.3	光干涉法	91
7.3.4	光纤传感器法	91
7.4	摩擦力的测量	93
7.4.1	倒拖法	93
7.4.2	可动气缸技术	93
7.4.3	连杆应变法	96
7.5	喷涂复合材料确定活塞裙部型面	96
	参考文献	98
第8章	活塞裙部流体动力润滑计算软件	100
8.1	计算流程	100
8.1.1	程序框图	100

8.1.2 输入原始数据标示符	100
8.2 自动划分网格	105
8.3 源程序及注释	106
8.4 输入数据格式及输出数据	125
8.4.1 输入数据	125
8.4.2 输出数据	126
附录 流体力学连续性方程与纳维尔-斯托克斯方程	129
参考文献	136

绪 论

伴随着社会的进步，人类对内燃机的研究和认识在不断更新。社会要求内燃机低能耗、低污染，以减少有限的资源——石油的消耗，同时降低对环境的危害；用户则要求内燃机高的燃油经济性、优良的可靠性、低的维护成本和长的使用寿命。为满足这些要求，在众多的研究领域中，有一个重要的领域——内燃机中的摩擦学。这门科学在理论上试图揭示摩擦机理，在工程应用上以减少磨损为目标，进而达到降低能源消耗和延长机件使用寿命的目的。

摩擦学是一门既古老又新兴的边沿学科。所谓古老，是因为我们的祖先在几千年前就知道用滚动来减少摩擦；所谓新兴，是因为现代研究表明，摩擦是一个复杂的物理、化学现象，它涉及到摩擦物体的形状、表面微观形态、摩擦材料的分子结构特性等理论。在摩擦学的诸多分支学科中，流体动力润滑的研究比较成熟。1883年英国工程师 B. Tower 在研究铁路轴箱轴承的润滑问题时，发现了流体动压的物理现象。就在同一年，俄国学者彼德洛夫撰文揭示了同心圆柱体间的摩擦及润滑现象。1886年，O. Reynolds 根据流体力学的原理，分析了润滑油在间隙中的流动，从而求得了表示轴承中压力分布的基本微分方程即著名的雷诺方程。在随后的一百多年的时间里，流体动力润滑理论以及以此理论为基础的轴承润滑技术的研究都是建立在雷诺方程的分析、求解之上，成为理论解决工程实际问题的典范。

内燃机的摩擦副中，活塞组—气缸套的摩擦损失，约占整个内燃机功率损失的40%，诸多学者运用摩擦学理论研究该摩擦副，其中多数文献只涉及活塞环—气缸套的摩擦。这是可以理解的，因为活塞环的摩擦损失是远大于活塞的。事实上活塞的润滑状态的研究不单单解决摩擦损失问题，它还涉及到内燃机运转噪声和使用寿命的问题。活塞的运动状态还在很大程度上决定了活塞环工作的可靠性。但是，由于活塞结构与运动的特殊性，使得描写活塞流体动力润滑状态的雷

诺方程不能原封不动地套用滑动轴承的雷诺方程；其次，为简化理论分析，若把活塞裙像活塞环那样将二维简化为一维处理，显然与实际差距太大，无实用价值。在复杂边界条件下，无论用数值法还是解析法去求解二维雷诺方程，都存在相当的困难，这在某种程度上阻碍了对活塞裙润滑和摩擦的研究。

从描写滑动轴承润滑状态的雷诺方程可以知道，润滑油膜厚度的分布是一个至关重要的参数，这同样适用于活塞裙与气缸壁这对摩擦副。不同的是后者润滑油膜厚度的分布远较前者复杂。这首先使得本来就难以求解的雷诺方程变得更难求解。其次，如何确定活塞裙与气缸壁面之间的油膜厚度，也非易事。事实上，油膜厚度反映了活塞裙与气缸壁面间的热态间隙，该间隙取决于两者的结构尺寸、公差等级、表面形状、热变形、机械变形以及活塞的运动状态等因素。而活塞的变形和运动状态又受气缸内的气体压力、温度、往复运动惯性力等诸多复杂因素的影响。忽略任何一项影响因素，都会导致错误的结果。不难理解，由于这些因素的复杂性，历史上研究活塞裙润滑的文献远少于研究活塞环的。这些文献大致可分为三类。第一类是以研究活塞横向运动为目的，不得不涉及到活塞裙润滑状态的影响。研究者往往把活塞裙假定为正圆柱体，且对润滑状态作了较为粗略的简化。第二类是研究裙部的变形与流体动压的关系，即弹流润滑。第三类研究的目的是与本书部分相同，即活塞裙部型面对内燃机的噪声、摩擦的影响。但是，活塞裙部型面是如何影响这些因素的，他们均未做深入的研究。目前，工程上设计活塞裙部型面仍是用类比的方法，能否达到提高活塞裙部流体动力润滑效果的目的，设计者并无把握。主要原因就是描述活塞裙部的流体动力润滑状态的理论尚不完善。

本书针对以上问题，提出了新的研究内容和方法。首先基于活塞裙的结构和活塞的运动状态，建立了描述活塞裙部润滑状态的雷诺方程，该方程不同于滑动轴承的雷诺方程。接着考虑热态时气缸与活塞的变形，并确定热态裙部型面，以此计算出工作状态下的活塞裙与气缸的油膜间隙。用有限元法解雷诺方程，求出油膜分布压力，检验油膜压力分布是否合理，否则重新选择热态活塞裙部型面，重复上述过程，直到求出最佳的热态型线，再减去热态变形，即为用于加工的冷态型线。

第 1 章 活塞裙的润滑方程

1.1 雷诺方程的导出

在摩擦学中，摩擦通常被分为四种：

- (1) 干摩擦。
- (2) 边界摩擦。
- (3) 混合摩擦。
- (4) 流体摩擦。

前三种摩擦系数较大(图 1-1^[1,1])，其原因是相对运动的表面直接接触。降低摩擦系数的有效办法，是使两相对运动的表面之间充满一层润滑油膜，被隔开的

两表面可避免干摩擦的产生。依靠两表面的相对运动及两表面间一定几何形状的间隙，又可使油膜内部产生相当大的压力来支撑加在运动副上的载荷，这一现象通常被称为流体动力润滑。流体动力润滑包含在流体摩擦中，是所有摩擦种类中摩擦系数较小的。这可用牛顿内摩擦定律来解释。两相对滑动物体之间充满了粘性流体(图 1-2)，设物体 1 静止，物体 2 的运动速度为 u_2 ，则粘性流体在两物体表面之间的速度分布服从 $\tau =$

$\mu \frac{du}{dy}$ ，式中切应力 τ 与流体的动力粘度 μ 以及两表面之间的速度梯

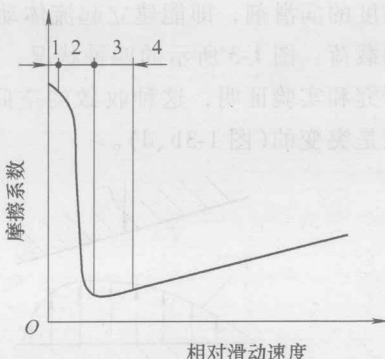


图 1-1 摩擦状态曲线

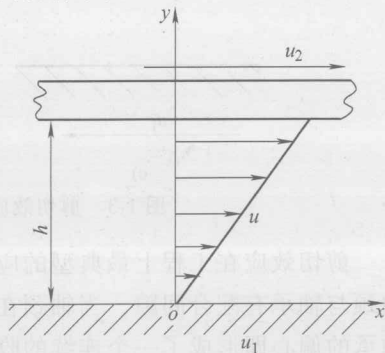


图 1-2 粘性流动与速度分布