

## 微型发动机气缸温度场及热变形的三维有限元分析

关磊, 汪家道, 陈大融

(清华大学精密仪器与机械学系, 摩擦学国家重点实验室, 北京 100084)

**摘要:** 为了计算微型发动机的热负荷, 提出了对其气缸体进行热分析的方法。通过理论计算确定热边界条件, 建立三维有限元模型对温度场进行数值计算; 利用热成像和红外技术测量气缸温度场, 以试验数据和计算数值之差为依据反推得到准确的温度场, 并在此基础上计算气缸热变形。以排气量为  $0.33 \text{ cm}^3$  的微型发动机为例计算其热负荷, 分析结果表明: 排气窗口使得气缸温度场和热变形发生非轴对称性突变; 由于高转速的强冷却效果,  $11000 \text{ r/min}$  时温度和变形达到最大值; 高速冷却气流和大的散热面积与容积之比提供了良好的冷却效果, 同时也降低了热效率。

**关键词:** 微型发动机; 微系统; 有限元; 热变形; 热成像

**中图分类号:** TK 46+.4

**文献标识码:** A

**文章编号:** 1000-0054(2003)11-1487-04

### 3-D finite element analysis of microengine cylinder temperature field and heat deformation

GUAN Lei, WANG Jiadao, CHEN Darong

(State Key Laboratory of Tribology,

Department of Precision Instruments and Mechanology,  
Tsinghua University, Beijing 100084, China)

**Abstract:** The heat transfer and temperature distribution in the cylinders of microengines were investigated analytically and theoretically. The temperature distribution in the cylinder walls was analyzed using a 3-dimensional finite element model which included the effects of the combustion and the flow through the valves. Infrared thermography was used to measure the temperature field with the experimental data then used to improve the mathematic model for simulating the thermal deformation of the cylinder. The model was used to analyze the thermal load in a  $0.33 \text{ cm}^3$  displacement microengine for various conditions. The results show that the temperature field and thermal deformation are not axially symmetric with large gradients around the exhaust port due to the exhaust flow and the cooling system design. The maximum temperature and deformation occur at about  $11000 \text{ r/min}$  because of stronger cooling at higher rotational speeds. High speed cooling airflows and a large ratio of the cooling area to the displacement lower the temperature which reduce the thermal efficiency.

**Key words:** microengines; microsystems; finite element; heat deformation; thermography

与传统发动机相比, 微型发动机结构紧凑, 单位功率的重量和体积大大减小, 而最高转速达  $20000 \text{ r/min}$ , 热负荷问题更加突出。另外, 由于体积上的苛刻要求, 其结构特殊<sup>[1]</sup>, 不设活塞环, 主要依靠柱塞的二次运动在主次推力侧形成收敛油楔来实现动压润滑。柱塞组件的非均匀热变形直接影响油膜的形状, 破坏配合和密封, 导致润滑恶化、磨损乃至失效<sup>[1]</sup>。确定柱塞-气缸的温度场和热变形对于了解其工作情况, 提高热效率和性能意义重大。

有限元热分析是确定常规发动机热负荷的有效方法<sup>[2]</sup>。但微型发动机柱塞和连杆间以球铰连接, 排气口直接开在气缸壁上, 一般没有排气管。特别是气缸, 由于相对尺寸很大的矩形排气口和外壁散热系统等设计影响了边界条件, 热力学建模和分析比较困难; 同时狭小的空间也制约了传统实验方法的应用, 因此迫切需要有针对性地建立一套可行的分析方法。本文以排气量在  $1 \text{ cm}^3$  以下的微型发动机的气缸温度场和应力场为对象进行三维有限元分析, 并以排气量为  $0.33 \text{ cm}^3$  的发动机为例进行了验算, 用热成像技术进行了实验, 修正的计算值和实验数据吻合良好, 获得了较准确结果。

## 1 气缸热分析的非线性有限元方法

在传统发动机的热分析中, 虽然应用热电偶等技术的试验方法最直接有效, 但试验只能在整机生产出来后才能进行, 无法为设计阶段提供依据。因此数值计算的方法更符合现代设计的发展方向: 在

收稿日期: 2003-03-18

基金项目: 国家教育振兴计划资助项目 (202012-013)

作者简介: 关磊(1974-), 男(汉), 山东, 博士研究生。

通讯联系人: 陈大融, 教授。

E-mail: chendr@ntl.pim.tsinghua.edu.cn

转载

设计时进行预算以提供理论依据;在改进阶段结合实验确定真实值优化设计。

一般三维问题温度场的微分方程如下<sup>[2,3]</sup>:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x} \left[ k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right] - \frac{\partial}{\partial y} \left[ k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right] - \frac{\partial}{\partial z} \left[ k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \rho Q. \quad (1)$$

发动机热分析中按第3类边界条件计算:

$$k_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + k_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + k_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z = \alpha(T - T_0). \quad (2)$$

其中:  $\rho$  为密度,  $c$  为比热容,  $T$  为温度分布函数,  $t$  为时间,  $k$  为导热系数,  $Q$  为内热源,  $\alpha$  为放热系数,  $n$  为边界的外法线方向的方向余弦。

根据变分原理,可得到节点温度场的矩阵方程

$$CT + KT = P, \quad (3)$$

其中:  $C$  是热容矩阵,  $K$  是热传导刚度矩阵,  $P$  是温度载荷矩阵,  $T$  为温度矩阵。

将温度考虑到弹性方程中,以位移分量为基本未知量进行求解,可以求解热变形。类似地可以得到节点的有限元基本方程:

$$K\delta = R. \quad (4)$$

其中:  $K$  是总刚度矩阵;  $\delta$  是总位移矩阵;  $R$  是总载荷矩阵,包含单元体积力、表面力和温度变化。相关公式和推导见文<sup>[2,3]</sup>。

## 2 气缸的数学建模和有限元仿真

基于活塞-气缸动力学模型,对活塞二次运动轨迹的计算机仿真揭示了微小型发动机的一些特殊规律<sup>[1]</sup>。研究发现油膜厚度受很多因素的影响,除了活塞二次位移和活塞轮廓外,还有活塞和气缸的热及受力变形。主要有燃气压力作用下的活塞变形、油膜压力引起的活塞变形、柱塞热变形以及气缸热变形4种类型。计算中必须考虑热变形的影响。在气缸有限元热分析中假设:

1) 气缸与燃气以及空气间的传热状态是稳定的。实际运转表明其正常工作时温度场趋于稳定。

2) 由于矩形排气窗等结构设计,温度场分布和热变形不具有几何轴对称性。采用三维的传热和弹性力学模型来描述真实的物理现象。

微小型发动机气缸体为整体铸钢件,没有缸套,外壁强制风冷。边界条件的处理如下:

1) 气缸外壁与空气间为强制对流,螺旋桨提供动力的同时为发动机冷却。风速以风速仪在发动机附近实测值为准,地面试车时转速在 7 000~

17 000 r/min 时风速为 15~35 m/s。换热系数采用横向绕流单管的准则方程式来计算<sup>[4]</sup>。

2) 内壁上止点以上的部分为燃烧室,在整个工作循环中始终与燃气直接进行热交换,此处壁面的换热系数按 Woschni 公式计算:

$$a = C_1 b^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.55} U^{0.8}, \quad (5)$$

式中各变量定义见文<sup>[5]</sup>。

3) 内壁上止点以下的部分,在工作中分别与燃气、间隙流体以及曲轴箱空气接触,传热方式除了燃气对流、润滑油热传导、曲轴箱空气对流外,还有流体摩擦生热。位置不同,各种方式作用的时间也不同,处理较复杂。以往大多按类比估算或只考虑燃气对流<sup>[2]</sup>。润滑油换热系数  $A_d$  可以按传导处理;曲轴箱空气对流系数  $A_{ac}$  按类比估算;摩擦热在热弹流中有数学模型,但要估计介质或壁面的温度等参数。为简化估算可先忽略摩擦热,利用变区间积分法,由下式计算平均换热系数和介质温度:

$$A(h) = \left[ \frac{A_{ac} d \Phi_{\alpha} + A_d d \Phi_{\beta} + A_{cc} d \Phi_{\gamma}}{2\pi} \right] / 2\pi, \quad (6)$$

$$T(h) = \left[ \frac{A_{ac} (T_{ac} - 20) d \Phi_{\alpha} + A_d (T_d - 20) d \Phi_{\beta} + A_{cc} (T_{cc} - 20) d \Phi_{\gamma}}{[2\pi A(h)] + 20} \right] \quad (7)$$

式中:下标  $ac$  表示曲轴箱对流,下标  $cc$  表示燃气对流,下标  $d$  表示间隙热传导,  $\alpha$   $\beta$   $\gamma$  为各传热方式作用转角区间,  $A$  为换热系数,  $T$  为温度。计算温度采用相对值是由于活塞-气缸在常温下有一定的热能,此部分不参与换热的能量不应考虑在换热系数的计算中。

需要指出的是,气缸传热十分复杂,而微小型发动机的研究尚不深入。计算中对于某些传热方式的忽略和采用经验公式的近似处理都会带来误差。所以真实边界条件的求取应以实测温度为准,以计算值和实测值之差为判据,反求近似真实边界。

## 3 实验方法

采用红外测温 and 热成像技术测定发动机的真实温度场。利用 TV S-2200 型热成像仪得到了发动机的整体温度分布。为保证测量精度进行了准确的标定,一是仪器本身的标定;二是标定工件的热辐射系数。工件的热辐射系数受材质、表面情况的影响,波动较大。先将辐射系数已知的物质附着在工件某处,然后将工件放入高温黑体炉内在某温度保温,待稳定后按附着物质的发射系数调整红外测温仪测量

其表面温度, 最后测量临近的非附着区, 调整温度仪的热辐射系数使读数等于已知温度, 此时的辐射系数即为真实发射系数。改变黑体炉的设定温度重复测量, 就得到了工件辐射系数随温度的变化情况。测量发现微小型机气缸外壁的热辐射系数在 323~423 K 间变化不大, 计算中统一取 0.87。

布置了数台红外温度仪固定测量几处关键点的温度。气缸头和曲轴箱为铝制, 不宜采用红外测温, 为此采用 HL-260/356 K 型接触式温度仪测量其表面温度。实际测量表明以上方法效果良好、适用性强。

#### 4 模拟计算验证与结果分析

##### 4.1 计算实例

以某型排气量为 0.33 cm<sup>3</sup> 的微小型发动机气缸为对象, 利用以上方法仿真计算了温度场, 并以温度为边界条件计算了热变形。气缸几何形状复杂, 四面体有限元网格如图 1。

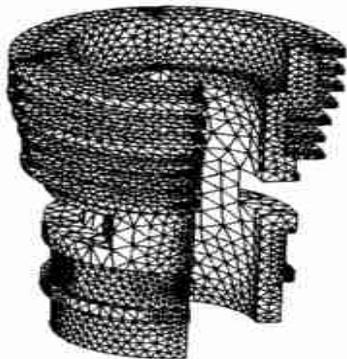


图 1 气缸的有限元网格

关键点的估算温度与实测值之差大致在 10 K 以内, 利用实测值反推后误差大大缩小, 最大误差小于 5%。反推发现, 对于微小型机, 式 (6) 的系数 C<sub>1</sub> 为 3.61 比较准确。对内壁的边界条件进行数据拟合, 可得各种转速下的边界条件经验公式:

$$a_d(k) =$$

$$1.005 \exp[-(1.103 - k)^2 / 0.84] + 0.01, \quad (8)$$

$$T_d(k) =$$

$$2.910 \exp[-(4.516 - k)^2 / 1.55] + 0.0014 \quad (9)$$

其中:  $k$  为气缸轴向坐标与内壁长度之比,  $a_d$  为各处的换热系数与燃气平均换热系数之比,  $T_d$  为各处的介质温度与燃气平均温度之比。

##### 4.2 温度场分布

通过调节油针和负载, 调整发动机的输出功率

使之工作在不同转速, 试验中测定了转速在 7 000~17 000 r/min 时的温度场。各转速下气缸体的温度场分布基本相同, 其中 17 000 r/min 时的 1/4 气缸体 (0°~90°) 的温度分布如图 2 所示。按图 2 所示建立柱坐标系, 原点在气缸底部中心,  $\theta$  为气缸周向, 排气窗的对称面为 0 面。气缸内外的温度分布大致从顶部到底部逐渐降低, 外壁最高温度在燃烧室中上部, 内壁最高温度更偏向上止点, 这是由于铝制气缸头插入燃烧室, 散热增强所致。受矩形气窗的影响, 气缸温度分布呈非轴对称性。温度在窗口对称面所在 0 面沿轴向在窗口区发生突变, 而 90 平面处轴向温度梯度平缓; 在气缸周向, 排气窗以下 90 平面处温度最高, 0 面处温度最低, 窗口以上则相反。在窗口边缘附近温度梯度最大。周向温差在窗口附近较大, 最大值在窗口上沿, 达到了 7.14 K, 从窗口向两端温差逐渐降低, 在缸体两端基本为 0。其他象限的分布相同。

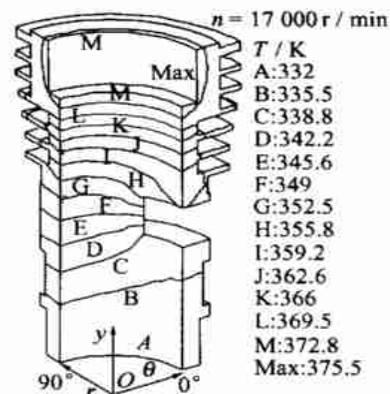


图 2 1/4 气缸温度场等值线图

不同转速时外壁关键点的温度见表 1。表 1 中,  $L$  为气缸高,  $(11/12)L$  处为燃烧室中部,  $(4/9)L$  为排气窗中部。需要指出的是温度并不随转速单调增加, 最大温度不是在最大转速时, 而在 11 000 r/min 左右, 这是因为转速升高使螺旋桨的风冷效果增强。

表 1 不同转度下的温度分布

转速 r·min <sup>-1</sup>	T/K			
	(11/12)L	(11/18)L	(4/9)L	(1/4)L
17 000	371.0	359.0	342.0	335.5
13 000	362.0	349.6	338.0	329.0
11 000	385.0	372.5	359.0	344.0
7 000	343.3	335.6	328.0	320.5

##### 4.3 热变形

内壁上止点以下为与柱塞动配合的关键面, 主要分析这一段。0 和 90 方向的变形情况如图 3 所

示。各转速下变形规律类似。以 17 000 r/min 时的变形情况为例, 从上止点向下, 径向变形逐渐变小, 内壁变形后向外凸出, 整体呈圆锥台状。最大变形点在 90° 平面的上止点处, 达到了 4 666  $\mu\text{m}$ 。

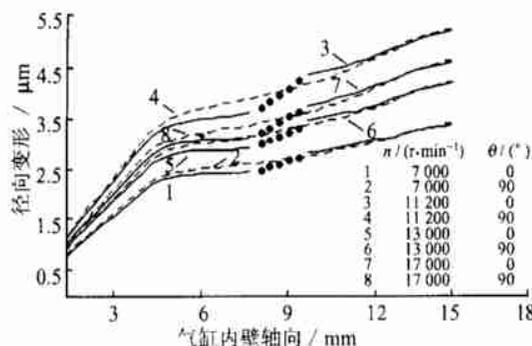


图3 各速度下的气缸径向变形

气缸沿轴向的变形规律类似于温度场的情况; 在气缸周向, 排气窗体以下, 90° 平面的变形量最大, 0° 平面最小, 在排气窗下沿, 相差最大, 这也是气缸内壁径向变形相差最大的地方。排气窗中部到距顶部 1/5 处的一段则相反, 其中排气窗上沿的变形差最大, 向上逐渐减小。90° 平面的变形从距顶部 1/5 处开始重新大于其他部分, 这是由于各平面间的温差减少, 再加上气缸的连续性使得上部的变形受到其他部分的影响所造成的。径向变形的不均匀使得轴向截面变形为椭圆, 在排气窗口的上下沿椭圆度最大, 两端和窗口中央最小。其中窗口中央到距上止点 1/5 处的一段长轴在窗口对称面, 其余在相垂直的方向, 空间为变截面圆锥台。

研究表明柱塞的受力变形在 0.1  $\mu\text{m}$  数量级, 而气缸的热变形达到了几个  $\mu\text{m}$ , 可见热变形对于发动机的运行十分重要。计算发现柱塞的热变形量比气缸大, 整体内凹。因此, 使用铝制柱塞将因热膨胀量大, 可能使间隙减少过多而发生干涉。

#### 4.4 热效率

各种工况下气缸外壁的最高温度低于 393 K, 大大低于普通风冷发动机 (423~ 443 K), 微型发动机的风冷效果达到了水冷的水平。分析原因, 一方面在于发动机动力全部输出到螺旋桨, 高转速的螺旋桨提供了强劲的冷却风, 大大增强了冷却效果。另一方面更在于体积效应, 物体的体积越小, 则其表面积与体积之比就越大, 从传热学的角度讲其散热能力也就越强。引进参量  $\epsilon$  (总散热面积与燃烧室容积之比) 来考察发动机的散热效果, 几种发动机的相关参数见表 2<sup>[6,7]</sup>。值得注意的是散热效果好往往意味着燃烧热能散失也大, 热效率下降。

表2 不同发动机的散热面积与燃烧室容积之比

发动机 型号	每缸散热面积/ $10^2 \text{mm}^2$		燃烧室容积 $10^3 \text{mm}^3$	$\epsilon/\text{mm}^{-1}$
	气缸盖	气缸套		
微小 20	8.09	13.5	21.59	0.052
165F	1224.5	1856.2	3080.7	116.080
170F	1583.0	1867.4	3450.4	134.630
4120F	3200.0	4935.0	8135.0	98.910
BF8L413F	2682.0	5644.0	8326.0	102.870

## 5 结论

1) 合理简化的边界条件应用在有限元模型上可以计算微型发动机气缸的温度场和热变形, 利用试验结果反推真实情况提高了计算结果的精度, 可以模拟真实的温度场分布。

2) 经过准确标定的红外测温 and 热成像法可以用来测定微型发动机气缸的温度场。

3) 微型发动机气缸的温度场和热变形受排气窗的影响, 具有非轴对称性。在窗口附近温度梯度大; 排气窗以上窗口对称面的温度最高, 以下则相反; 内壁周向变形为椭圆, 沿轴向各处长轴的方向不同, 整体为变截面的圆锥台。

4) 微型发动机散热效果好, 气缸温度比常规发动机低, 除得益于螺旋桨的高速冷却效果外, 还与体积效应有关, 但热效率更低。

## 参考文献 (References)

- [1] 关磊, 汪家道, 陈大融. 微型发动机摩擦学问题的研究 [J]. 摩擦学学报, 2002, 22(4): 417~420.  
GUAN Lei, WANG Jiadao, CHEN Darong. Study on tribological problems of micro engines [J]. Tribology, 2002, 22(4): 417~420 (in Chinese).
- [2] 高世义, 李东成, 陈庆敏, 等. 缸套瞬态温度场的有限元分析 [J]. 内燃机学报, 1992, 10(8): 262~266.  
GAO Shiyi, LI Dongcheng, CHEN Qingmin, et al. Finite element analysis of transient temperature field in cylinder liner [J]. Transactions of CSICE, 1992, 10(8): 262~266 (in Chinese).
- [3] 王勖成, 邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1997, 421~442.  
WANG Xucheng, SHAO Min. FE Fundamental Principle and Numerical Methods [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1997. (in Chinese).
- [4] 俞佐平, 陆煜. 传热学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1995.  
YU Zuoping, LU Yu. Heat Transfer [M]. Beijing: Higher Education Press, 1995. (in Chinese).
- [5] Woschni, G. Universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. SAE paper 670931, 1967.
- [6] 柴油机工作组. 柴油机设计手册(中) [M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1984.  
Workgroup of Diesel Manual Diesel Design (2) [M]. Beijing: China Agricultural Machinery Press, 1984. (in Chinese).
- [7] 魏春源, 何长贵. 风冷柴油机 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.  
WEI Chunyuan, HE Changgui. Air-Cooled Diesel [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1986. (in Chinese).