

有限元法计算内燃机燃烧室壁面 周期性瞬时温度波动

韩爱民 秦文新 陈 瑛 耿志军

(北京工业大学热能工程系, 100022)

摘 要 介绍了用有限元法计算内燃机燃烧室壁面周期性温度波动的原理及程序设计, 并用此程序采用一维传热模型对285QB油冷柴油机缸盖燃烧室壁面周期性温度波进行了计算, 计算结果符合规律, 用该方法可以按二维、三维传热模型计算内燃机燃烧室壁面周期性温度波动。

关键词 有限元计算, 内燃机, 燃烧室壁面, 温度波动

分类号 U 464.114

内燃机受热零件由于气缸内一个工作循环4个过程中的温度和压力发生周期性地变化, 即受到工作燃气周期性地加热, 及受到被吸入新鲜空气周期性冷却, 造成了零件壁面发生周期性的温度波动。这种温度波动的周期与转速成正比, 波动频率较高, 其造成的疲劳损坏称为高频热疲劳损坏。这种温度波动将产生附加的疲劳热应力, 叠加在机械应力上, 这往往是造成受热零件损坏的主要原因之一。内燃机采用油冷以后也应考察受热零件发生高频热疲劳损坏的情况。

研究这种高频热疲劳损坏首先要知道零件表面温度波动值, 解决这个问题有两种途径: 一是用表面热电偶实测壁面温度波动, 根据波动值计算附加疲劳热应力。二是由实测示功图, 用理论计算方法求出壁面温度波动值, 再来计算附加疲劳热应力。

周期性瞬时温度波动理论计算方法以往采用数学分析解法^[1], 并且一般也只能把实际的不稳定导热问题简化为一维问题进行求解。有限元法不仅可以把实际的不稳定导热的壁面温度波动问题简化为一维问题进行求解, 也可以按二维、三维问题^[2]进行求解, 为能较准确地反映实际的不稳定导热的壁面温度波动提供了有效的计算方法。

1 计算原理

根据有限元法求解瞬态温度场原理, 若把温度对时间的导数采用向后差分格式(可采用适当的差分格式), 则有限元法计算瞬态温度场的基本方程^[3]为:

收稿日期: 1994-06-11.

$$([K_T] + \frac{[n]}{\Delta t}) [\hat{T}]_t = \frac{[n]}{\Delta t} [\hat{T}]_{t-\Delta t} + [P]_t$$

式中 K_T 为整体温度刚度矩阵; $[n]$ 为整体变温矩阵; Δt 为取用的时间步长; $[\hat{T}]_{t-\Delta t}$ 为初始温度场或前一时刻的温度场; $[P]_t$ 为节点温度载荷列向量.

在取定时间步长 Δt , 并已知物体初始温度场 $[\hat{T}]_{t-\Delta t}$ 后, 便可从上式求得 t 时刻的温度场 $[\hat{T}]_t$, 再由 $[\hat{T}]_t$ 求 $[\hat{T}]_{t+\Delta t}$, 如此逐步推进, 即可求得预定时刻物体的温度场. 注意热载荷向量 $[P]_t$ 在所有时刻都应是已知的.

在发动机稳定工况下, 燃烧室壁面温度发生周期性的温度波动, 按传热的第三类边界条件对于发动机一个工作循环取定时间步长, 可以计算出每一瞬时缸内的燃气温度 T_g , 换热系数 α_g , 对冷却侧在时间上按定常换热条件处理, 来确定任一时刻节点温度载荷向量 $[P]_t$. 而周期变化温度波动的初始温度场是不容易确定的, 但可以认为, 这种温度波动是在发动机一个工作循环的平均壁温上下产生波动. 因此, 可以首先计算一个工作循环的平均燃气温度 $T_{g,m}$ 和平均换热系数 $\alpha_{g,m}$, 对燃烧室壁面用有限元法进行稳态温度场计算, 把稳态计算的结果作为周期性瞬时温度波动计算的初始温度场. 就是说, 在假定初始条件下进行周期性瞬态温度场计算, 而后程序重复执行通过几个完整循环, 直到在每一时刻 (即曲轴转角) 的节点温度与前一循环同一时刻的温度相差无几为止. 由于目前缸内燃气温度 T_g 及换热系数 α_g , 乃至冷却侧换热系数 α_w 计算的不准确, 在具有实测点的情况下, 应在计算中通过合理修改 T_g 、 α_g 、 α_w 的计算使该点计算结果逼近实测结果.

2 计算机程序

本程序是一个较通用的程序, 除相变问题、变物性问题外, 考虑了导热问题中的各种情况, 单元类型仅采用了平面三角形单元. 在程序技巧上采用了下三角变带宽一维压缩存储, 消元法求解线性代数方程组. 程序结构大量地采用了子程序块, 子程序块中再调用子程序的结构, 这里仅给出程序逻辑框图 (图 1).

其中 P_j 为燃气压力; T_g 为燃气温度; α_g 为燃气侧换热系数; φ 为曲轴转角; $T_{g,m}$ 为一个工作循环平均燃气温度; $\alpha_{g,m}$ 为一个工作循环平均换热系数;

子程序

DIV —— 用来分解单元信息;

BAND —— 用来寻找系数矩阵各行的非零元素宽度;

ADRES —— 用来确定主对角元素在一维压缩排列中的地址;

JUDGE —— 矩阵消元或相乘时为查明零元素而用的判据;

SOALG —— 用消元法求解线性方程组;

THII —— 用来计算系数矩阵元素及内热源对右端列向量的贡献;

BOUND —— 用来计算边界条件对右端列向量的贡献;

DIFF —— 表示瞬态导热计算中的 3 种时间差分格式;

NSTEA —— 作瞬态导热右端列向量 $[P]_t + [n][\hat{T}]_{t-\Delta t} / \Delta t$ 的计算.

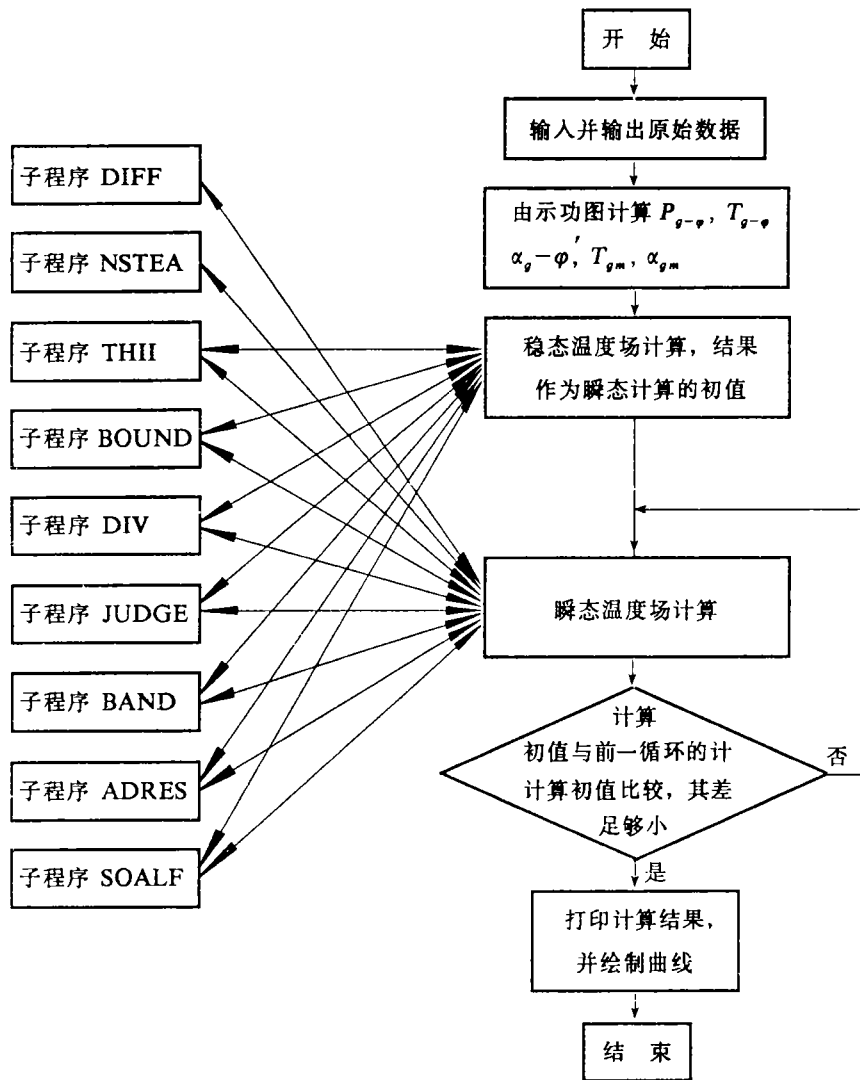


图 1 程序框图

3 一维传热模型有限元法计算

3.1 燃烧室壁面传热一维模型

把受热壁面作为无限大平壁传热问题来处理(如图 2 所示)。该平板厚度为 δ ，导热系数为 λ ，其冷却侧与恒定的冷却剂温度 T_w 相接触，冷却侧壁面到冷却水的换热系数 α_w 稳定不变为常数，其燃气侧壁面与周期变化的燃气温度 T_g 相接触，燃烧气体到燃气侧壁面的换热系数 α_g 随时间周期变化。

3.2 有限元模型

本研究采用二维三角形单元求解一维不稳定导热的壁面温度波动。由于是一维导热问

题, 在壁面方向的尺寸没有要求, 可以任取. 为了更好地反映温度波动深入到壁面内衰减过程, 其单元划分在燃气侧 2 mm 以内较密, 且为了划分简单并使单元较规则, 取壁面方向边长为 1 mm (如图 3 所示), 节点温度可在 0~10 mm 深处范围输出.

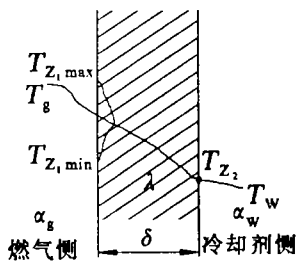


图2 传热一维模型

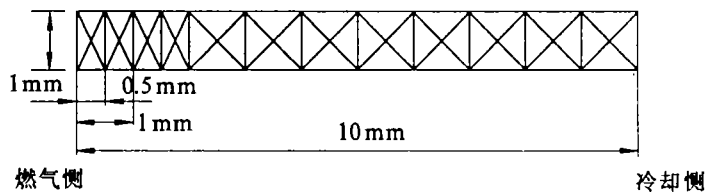


图3 有限元模型

3.3 燃气侧换热系数

不少学者对瞬时换热系数 α_g 进行了大量的试验和理论研究, 提出的 α_g 计算公式有 10 几种, 其中霍亨伯格 (Hohenbery) 公式^[1], 以管道受迫对流的 R_e 数为准则数, 根据在内燃机试验所得到的有关数据经整理得:

$$\alpha_g = C_1 V^{-0.06} P^{0.8} T^{-0.4} (C_m + C_2)^{0.8} \quad [\text{w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})]$$

式中 V 为气缸容积 (m^3); T 为燃气瞬时温度 (K); P 为气缸压力 (Pa); C_m 为活塞平均速度 (m/s); $C_1 = 130$, $C_2 = 1.4$.

该式适用于包括换气在内的各种工况, 曾在联邦德国 Benz(128/142) 直喷式柴油机上作计算和实验结果比较二者非常一致, 说明该公式在各种工况下有较高的精度.

上式计算得到的是局部平均放热系数, 在燃烧室中不同位置根据实测资料由选择不同 C_1 值来修正.

3.4 冷却侧换热系数

由于水腔形状差异引起各处水流速度不同, 加之燃烧室壁面各部分温度的差异, 致使冷却水腔各处的换热系数 α_w 也不尽相同. 尤其是当局部冷却液产生沸腾时 (这已属于两相流传热问题), 计算其换热系数就相当复杂了. 本次计算仅根据文献[4]和[5]提出的纯经验公式:

$$\alpha_w = 348.9 + 2093 \sqrt{W_m} \quad (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{k})$$

以及取值范围 $\alpha_w = 1150 \sim 2300 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{k}$ 粗略选取的, 可以通过稳态实测点温度与计算结果对比进行修正. 式中 W_m 为冷却水平均流速 (m/s)

4 计算实例

采用上述计算模型, 对 285QB 柴油机缸盖燃烧室壁面进行了计算, 该机缸径 85 mm,

行程 100 mm, 功率 18.16 kW, 转速为 2800 r/min, 压缩比 20, 由计算示动图得到燃气压力 $P(10^5\text{Pa})$ 随曲轴转角 $\varphi/^\circ$ 的关系(见图 4), 进而计算求得燃气温度 $T/^\circ\text{C}$ 随曲轴转角 $\varphi/^\circ$ 的变化(见图 5)。

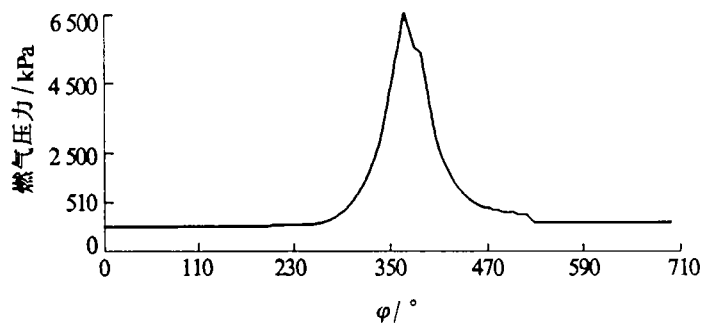


图4 气缸压力随曲轴转角的关系

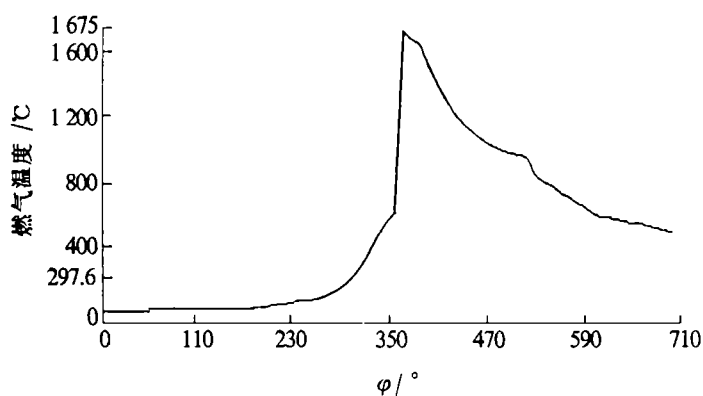


图5 燃气温度随曲轴转角的变化

取材料的导热系数为 $51.87\text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$, 容积比热 $3\,420\,000\text{ J/m}^3\cdot^\circ\text{C}$. 利用前述方法确定冷却侧的 α_w 和燃气侧的 α_g , 求得壁面温度波动, 当采用水冷时取水温 $T_w=90^\circ\text{C}$, $\alpha_w=1\,550\text{ W/m}^2\cdot\text{k}$, 壁面温度波动计算结果见图 6, 当采用油冷时取油温 $T_w=90^\circ\text{C}$ 换热系数 $\alpha_w=1\,042\text{ W/m}^2\cdot\text{k}$, 壁面温度移动计算结果见图 7. 应当说明, 这里指的油冷和水冷计算仅是冷却侧换热系数不同, 而忽略了缸内过程的变化与实际情况有差别. 在水冷条件下求得温度波动随壁面深度的变化见图 8.

5 结论

1. 由计算结果可见, 壁面温度波动曲线形状符合规律.
2. 在仅假定油冷比水冷冷却侧换热系数低的条件下, 其壁面温度波动值都在 7°C ,

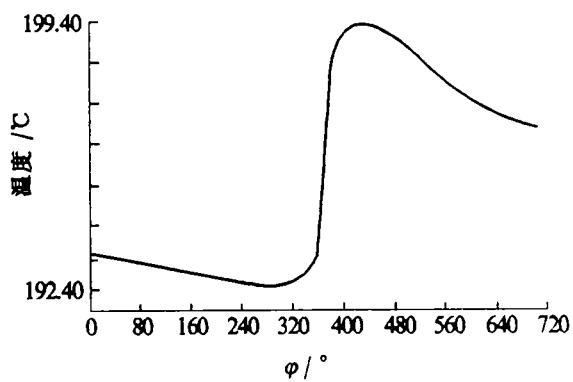


图6 水冷壁面温度波动曲线 ($T_w=90\text{ }^\circ\text{C}$)

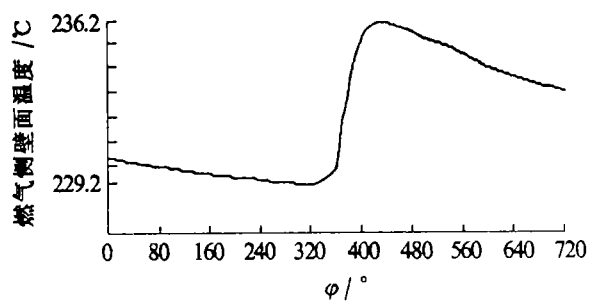


图7 油冷壁面温度波动曲线

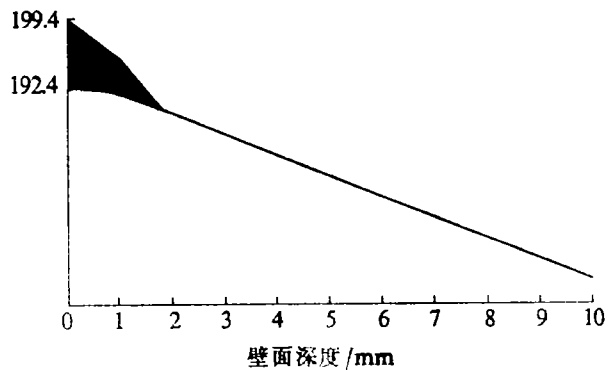


图8 温度波动随壁面深度的变化

说明壁面温度波动主要是由燃气温度波动引起的。

3. 由图 8 可见, 壁面温度波动随壁面深度很快衰减, 计算实例在壁深 2 mm 处, 几乎不再波动。

4. 由计算结果的定性结论可得出, 用有限元法计算瞬态壁面温度波动是有效的, 通过以实测为依据修改边界条件可以获得满意的计算结果。采用二维三维模型将更接近实际, 所以继续这方面的研究工作是有价值的。

参 考 文 献

- 1 肖永宁, 潘克煜, 韩国延编. 内燃机热负荷和热强度. 北京: 机械工业出版社, 1988. 209~228
- 2 李名彰, 蒋赤萍, 陈国华等. 气缸盖温度场三维计算模型的研究. 车用发动机, 1991(4): 22~25
- 3 孙菊芳主编. 有限元法及其应用. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1990. 195
- 4 陆瑞松主编. 内燃机的传热与热负荷. 北京人民交通出版社, 1988. 41
- 5 陈特奎编. 内燃机热强度. 北京: 国防工业出版社, 1991. 41~42

The Finite Element Method for Calculating the Cyclic Instantaneous Variation of Wall Temperature in Internal Combustion Engine Burner

Han Aimin Qin Wenxin Chen Ying Geng Zhijun

(Department of Thermal Science and Engineering, Beijing Polytechnic University, 100022)

Abstract The principle of calculating, with finite element method, the cyclic variation of wall temperature in internal combustion engine and its program design are introduced in this paper. The program design has been used, with one dimensional mode of heat transfer, to calculate the cyclic variation curve of wall temperature in combustion head of 285QB diesel engine. It is shown that the conclusion made from this calculation method is in line with the relevant law. The method can be used to calculate the cyclic variation of the wall temperature in internal combustion engine according to two dimensional and three dimensional heat transfer mode.

Keywords finite element calculation, internal combustion engine, wall of burner, temperature variation