

一种基于有限体积法计算汽轮机 汽缸轴向膨胀的新方法

张志明, 徐 鸿, 郑善合, 胡三高, 邓 博

(华北电力大学电站设备状态监测与控制教育部重点实验室, 北京市 昌平区 102206)

A New Method Based on Finite Volume Method to Estimate Axial Thermal Expansion of Steam Turbine Cylinder

ZHANG Zhi-ming, XU Hong, ZHENG Shan-he, HU San-gao, DENG Bo

(Key Laboratory of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment of Ministry of Education, North China Electric Power University, Changping District, Beijing 102206, China)

ABSTRACT: The comparative axial thermal expansion of cylinder and rotor was one factor effecting steam turbine start-up time and generator unit security. Now, it couldn't be carried out that monitoring expansion of cylinder on line. It was presented that using finite volume method to estimate axial expansion of cylinder, which is based on cylinder transient heat conduction, and expansion reference temperature (ERT) was defined to describe the capability of cylinder expansion. The cylinder was divided into several parts and their heat expansions were calculated. A good coincidence between the results calculated according to the theoretical model presented in this paper and the results of finite element calculation can be observed. By this calculating method, it can be carried out that monitor and measure on-line to axial differential expansion of steam turbines.

KEY WORDS: cylinder; heat expansion; finite volume method; finite element

摘要: 汽缸与转子轴向相对膨胀是影响汽轮机启动速度及机组运行安全的重要因素之一, 目前对汽缸膨胀的计算与模拟尚不能用于电厂机组运行的实时监测。该文在圆筒壁非稳态导热的基础上, 给出了圆筒壁温度分布的解析解, 提出有限体积法计算汽缸轴向膨胀。定义了体积膨胀特征温度, 将汽缸沿轴向分成若干段, 每段简化成圆筒壁, 在此基础上, 计算有限体积的膨胀特征温度, 分别计算各段的膨胀量, 然后累加。对理论模型进行了有限元验证, 计算结果与有限元结果误差较小, 满足工程计算的需要。通过该计算方法, 结合已有转子膨胀计算方法可以实现汽缸轴向胀差的实时监测。

关键词: 汽缸; 热膨胀; 有限体积法; 有限元

0 引言

近年来, 由于负荷结构的变化, 峰谷差越来越大, 需要大容量机组参与调峰。大容量机组参与调峰, 汽缸与转子的相对胀差是制约机组快速启动的一个瓶颈, 如果能比较准确地计算出汽缸和转子各级处的膨胀量, 就可以在线监测动静间隙, 这对加快机组启动和提高机组运行的安全性都具有重要意义。目前, 电厂监测机组轴向膨胀时, 一般采用汽缸端部安装膨胀和胀差测量装置, 但是, 这种方法只是表征了转子和汽缸膨胀的积累值, 无法实现胀差的在线监测。

国内外对汽缸膨胀^[1-2]及温度场^[3-5]的研究皆不能用于电厂实时计算。由于汽缸形状的复杂性, 过去常采用质面比^[6]或汽缸及法兰刚度系数方法^[7]对汽缸轴向膨胀进行估算, 这些方法不仅计算繁琐, 而且精度较差。本文在圆筒壁导热的基础上, 提出有限体积法计算汽缸轴向膨胀的思想, 定义了反映不同形状下有限体积膨胀特征值——体积膨胀特征温度, 将汽缸沿轴向分成若干段, 计算出环境温度不断变化时, 有限圆筒壁径向上温度分布^[8-11], 然后根据体积温度计算各段的膨胀量。通过实际的300MW 汽轮机汽缸作为算例, 模型预测结果和相同边界条件下的三维有限元计算^[12-15]结果进行比较, 两者吻合较好, 说明本文提出的模型可以应用于实际汽缸的膨胀监测。

1 圆筒壁非稳态导热温度场分布

圆筒壁一维非稳态导热问题^[16]可以描述为

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial t} = a \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] \\ T(r, 0) = T_0 \\ -l \left. \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} \right|_{r=r_1} + aT(r_1, t) = aT_f(t) \\ l \left. \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} \right|_{r=r_2} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

其中: $T = f(r, t)$ 为圆筒壁内温度场; T_0 为圆筒壁初始温度; T_∞ 为初始蒸汽温度; a 为热扩散率; r_1 、 r_2 为圆筒壁内、外半径; t 为瞬态时间; h 为蒸汽升温率; a 为内表对流换热系数; l 为金属导热系数。式(1)的解^[16-17]为

$$T(r, t) = T_f(t) + \sum_{n=1}^{\infty} C_n R(b_n, r) e^{-ab_n^2 t} \quad (2)$$

式中

$$\begin{aligned} C_n &= \frac{1}{N(b_n)} \int_{r_1}^{r_2} r R(b_n, r) f_0 dr; \\ \frac{1}{N(b_n)} &= \frac{\pi^2}{2} \frac{b_n^2 M^2}{M^2 - (H^2 + b_n^2) J_1^2(b_n r_2)}; \\ f_0 &= T(r, 0) - j(r) T_f(0); \\ R(b_n, r) &= -J_0(b_n, r) Y_1(b_n, r_2) + J_1(b_n, r) Y_0(b_n, r_2); \\ H &= \frac{a}{l}. \end{aligned}$$

特征值 b_n 解由下式确定:

$$M Y_1(b_n r_2) - N J_1(b_n r_2) = 0 \quad (3)$$

其中: $M = -b_n J_1(b_n r_1) - H J_0(b_n r_1)$; $N = -b_n Y_1(b_n r_1) - H Y_0(b_n r_1)$

2 汽缸非稳态导热模型的建立

将汽缸沿轴向分为若干段, 每段只考虑径向传热, 可以近似处理为圆筒壁非稳态导热问题。当汽温连续非线性变化时, 将流体温度按时间离散化, 若所取的时间间隔足够短, 可以认为在某一时间间隔内温度为线性变化, 问题就可以分解为连续分段线性变化。求出该时间间隔内的温度场后, 将其作为下一个时间段的初始条件, 假设下一段时间内流体温度为另一段线性变化, 通过推导公式, 以此类推, 就可以计算出任意时刻时圆筒壁的温度了。

(1) 初始温度为常数、流体温度呈线性变化时的非稳态导热问题。

取一有限体积, 初始温度为 T_0 , 蒸汽温度按线性变化, 升温率为 h , 蒸汽对流传热系数 a 为常数, 外壁为绝热, 非稳态过程中圆筒壁内的温度分布为

$$T(r, t) = T_f(t) + \sum_{n=1}^{\infty} C_n R(b_n, r) e^{-ab_n^2 t} \quad (4)$$

式中: $T_f(t) = T_\infty + ht$; $C_n = \frac{1}{N(b_n)} \int_{r_1}^{r_2} r R(b_n, r) (T_0 - T_\infty) dr$ 。

(2) 已知初始温度分布 $f(r)$ 、流体温度呈线性变化时的非稳态导热问题。

当圆筒壁初温不是常数, 而是已知分布的函数时, 非稳态导热的温度分布为

$$T(r, t) = T_f(t) + \sum_{n=1}^{\infty} C_n R(b_n, r) e^{-ab_n^2 t} \quad (5)$$

式中: $T_f(t) = T_\infty + ht$; $C_n = \frac{1}{N(b_n)} \int_{r_1}^{r_2} r R(b_n, r) \cdot [f(r) - T_\infty] dr$ 。

(3) 初始温度为常数、流体温度呈非线性变化时的非稳态导热模型建立。

在建立初温为常数、蒸汽温度非线性变化时圆筒壁温度分布的计算模型前, 将汽温非线性变化分解成连续分段线性变化。假设 $t=0$ 时刻, 圆筒壁的初温为 T_0 , 初始蒸汽温度为 $T_{\infty 0}$; $0 < t < t_1$ 时, 升温率为 h_1 , 对流换热系数为 k_1 ; $t_1 < t < t_2$ 时, 升温率为 h_2 , 对流换热系数为 k_2 ; $t_{i-1} < t < t_i$ 时, 升温率为 h_i , 对流换热系数为 k_i 。

当 $0 < t < t_1$ 时, 根据式(4), 圆筒壁温度分布为

$$T(r, t) = T_\infty + h_1 t + \sum_{n=1}^{\infty} C_{n1} R(b_n, r) e^{-ab_n^2 t}$$

当 $t_1 < t < t_2$ 时, 根据式(5)圆筒壁温度分布为

$$T_2(r, t) = T_\infty + h_1 t_1 + h_2 (t - t_1) +$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} C_{n2} R(b_n, r) e^{-ab_n^2 (t - t_1)}$$

其中 $C_{n2} = C_{n1} e^{-ab_n^2 t_1}$ 。

递推可得当 $t_{i-1} < t < t_i$ 时, 圆筒壁温度分布为

$$T_i(r, t) = T_f(t) + \sum_{n=1}^{\infty} C_{ni} R(b_n, r) e^{-ab_n^2 (t - t_{i-1})} \quad (6)$$

其中: $T_f(t) = T_\infty + h_1 t_1 + h_2 t_2 + \dots + h_i t_i$; $C_{ni} = C_{n1} \cdot e^{-ab_n^2 t_{i-1}}$ 。

3 模型的验证

3.1 有限圆筒壁模拟

一个长为 1m, 内径为 0.5m, 外径为 0.6m 的圆筒壁, 外壁绝热, 内壁与流体进行对流换热, 放热系数为常数 2000 W/(m²·K), 圆筒壁初始温度为常数 130℃, 流体初始温度为 260℃。

分别采用计算和有限元计算模拟，计算出圆筒壁与流体接触表面的温度，结果见表 1。

表 1 不同温升率下有限元和计算结果
Tab.1 Simulation results and calculating results with different temperature rising rate

温升率/(°C/min)	时间/s	0	60	120	180	240	300	600	900	1200	1800
1	流体温度/°C	260	261	262	263	264	265	270	275	280	290
	有限元值/°C	130	211.84	223.27	229.56	234.10	237.84	252.09	262.62	271.03	284.39
	计算值/°C	130	211.75	223.08	229.38	233.91	237.65	251.93	262.53	270.97	284.37
	相对误差/%	0	0.042	0.085	0.078	0.038	0.080	0.063	0.034	0.022	0.007
3	流体温度/°C	260	263	266	269	272	275	290	305	320	350
	有限元值/°C	130	212.76	225.54	233.30	239.37	244.69	267.39	286.98	304.80	337.59
	计算值/°C	130	212.74	225.41	233.17	239.23	244.54	267.28	286.92	304.76	337.59
	相对误差/%	0	0.009	0.058	0.056	0.058	0.061	0.041	0.021	0.013	0

从表 1 误差的变化可以看出，初始阶段圆筒壁与流体换热温差大，壁温变化剧烈，而开始时级数收敛相对较慢，所以误差较大，随着换热温差逐渐减小，误差增加也逐渐趋缓。因为计算时将流体温度按照时间离散化，在一个时间段里，流体温度看作不变，其值取该段温度的平均值。温升率越低显然与假设越接近，误差就越低。实际上，机组启动时，温升率一般不会超过 4°C/min，所以从计算结果看，这种计算方法的误差能够满足工程的需要。

3.2 实际汽缸热膨胀的模拟

由于汽缸结构复杂，且法兰和缸壁结合所产生的温度分布很难用一维模型加以描述，为了研究各段膨胀过程，本文提出了膨胀特征温度 T_{ERT} 的概念，来表征决定各段受热后的膨胀能力的特性温度。因为缸体和法兰厚度的不同，将其划分成若干小单元，其中每一个单元的厚度近似相同，按照圆筒壁导热处理。具体定义如下：

$$T_{ERT} = \sum_{i=1}^n \frac{V_i}{V} \int_{r_1}^{r_2} T_i(r, t) dr$$

其中： T_{ERT} 为膨胀特征温度； V_i 为第 i 部分的体积； V 为段的总体积； $T_i(r, t)$ 为第 i 部分的径向温度分布。

据膨胀特征温度求任意一段膨胀量采用下式：

$$L = (T_{ERT} - T_{ref}) \cdot L_0 \cdot \alpha_l$$

其中： L 为任意时刻该段的热膨胀量； T_{ERT} 为膨胀特征温度； T_{ref} 为膨胀初始参考温度； L_0 为该段沿轴向长度； α_l 为线胀系数。

为了验证模型的适应性，选择结构比较复杂的某厂 300MW 机组高中压合缸外缸部分，根据对称性，取缸体四分之一为研究对象。由于汽缸保温情况良好，假设缸体外壁绝热，内壁按照第 3 类边界条件处理，且汽流温度只沿轴向变化，在圆周方向不变。将缸体沿轴向分成 15 段，分别求出各段膨胀量并进行叠加，从而求出汽缸总的膨胀量。

取长度为 0.2m 的一段(图 1(a))作算例，与有限元结果作一个简单的比较，假设初温为 350°C，汽流初温为 400°C，温升率为 3°C/min，放热系数为常数 3000W/(m²·K)，导热系数为 40W/(m·K)。

现将模型图 1(a)沿法兰上壁截开，分为上下 2 部分，分别见图 1 中的(b)、(c)，法兰部分简化成圆筒壁，计算结果与有限元结果比较见表 2。

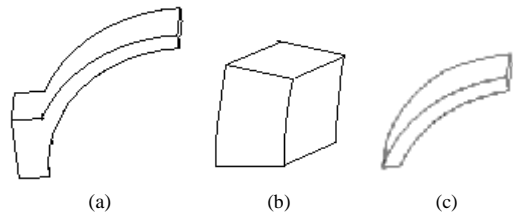


图 1 汽缸模型中间部分
Fig.1 The middle part of cylinder model

表 2 汽缸模型中间段膨胀计算值与有限元结果
Tab.2 The calculating and finite results of middle part of cylinder model

时间/s	60	300	600	900	1200	1800
有限元值/mm	0.979	1.042	1.087	1.131	1.173	1.257
计算值/mm	0.981	1.031	1.081	1.127	1.171	1.256
误差/%	-0.204	1.055	0.552	0.354	0.171	0.080

从上述结果的比较来看，在某一段上应用此理论，本文提出的计算模型所得的结果和相同边界条件下的有限元结果相比，误差较小。

4 缸体整体膨胀的计算

在计算缸体总的膨胀量时，由于汽温沿轴向变化，分别计算各段膨胀时，汽温取该段轴向汽温的均值。现假设热态启动汽缸壁初温为 350°C，初始汽温沿轴向分布见图 2，汽流温升率为 3°C/min，放热系数为常数 3000 W/(m²·K)。有限元计算时，汽缸共划分了 1412 个单元、2957 个节点，单元类型为 SOLID98，汽缸网格划分如图 3。有限元与计算的结果如表 3。

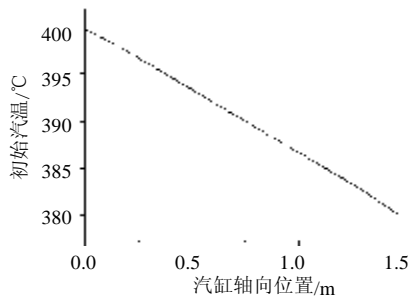


图2 初始汽温沿轴向分布
Fig.2 The distribution of original steam temperature

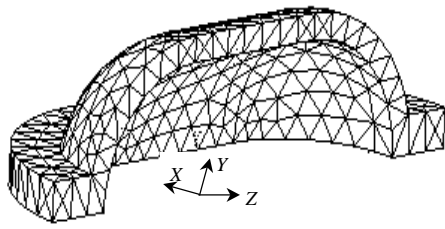


图3 汽缸有限元网格划分
Fig.3 The mesh of cylinder

表3 汽缸整体膨胀计算与有限元结果

Tab.3 The theory and finite results of whole cylinder

时间/s	60	300	600	900	1200	1800
计算膨胀值/mm	7.047	7.388	7.650	7.903	8.153	8.656
有限元值/mm	6.909	7.252	7.606	7.938	8.258	8.881
相对误差/%	-1.997	-1.87	-0.58	0.44	1.27	1.41

5 结论

本文建立的数学模型,能够较好的计算初始温度分布已知、环境温度变化时圆筒壁的温度分布。根据上述理论,推导出汽缸各级膨胀计算公式,各段膨胀的总和与有限元计算结果比较接近,可以认为缸体各段上的膨胀的计算值也是比较准确的。转子的温度场采用差分方法,与缸体膨胀计算结合,可实现汽轮机轴向胀差的实时监测,为机组快速启动及安全运行提供了保障。本文定义的膨胀特征温度能够较好地表征物体受热后的膨胀能力,可以推广计算一个不规则形状物体的膨胀。

参考文献

- [1] 孟繁娟,何光新.汽缸热膨胀的计算方法[J].汽轮机技术,1998,40(4):219-221.
Meng Fanjuan, He Guangxin. The calculating method of thermal expansion of cylinder[J]. Turbine Technology, 1998, 40(4): 219-221(in Chinese).
- [2] 刘殊一,高璞珍,李剑钊.船用汽轮机冷态启动过程中热膨胀的研究[J].热能动力工程,2003,18(6):597-599.
Liu Shuyi, Gao Puzhen, Li Jianzhao. A study of thermal expansion in the cold-state startup process of a marine steam turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2003, 18(6): 597-599(in Chinese).
- [3] 刘殊一,梁军,高璞珍.汽轮机高压缸三维瞬态温度场计算与实验[J].热能动力工程,1999,14(2):140-142.

- [4] Liu Shuyi, Liang Jun, Gao Puzhen. Calculation and experimental study of the transient three-dimensional temperature field of a steam turbine high-pressure cylinder[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 1999, 14(2): 140-142(in Chinese).
- [5] Berman I M. Power plant simulators and operator training[J]. Power Engineering, 1981, 85(1): 38-46.
- [6] 葛晓霞.汽轮机汽缸壁温及胀差全工况仿真数学模型[J].中国电机工程学报,1995,15(5):311-316.
Ge Xiaoxia. Any-performance mathematical model of the casing wall temperature and differential expansion of steam turbine for simulation [J]. Proceedings of the CSEE, 1995, 15(5): 311-316(in Chinese).
- [7] 杨世铭.传热学[M].北京:高等教育出版社,1997.
- [8] 屠传经,沈璐婵,吴子静.热传导[M].北京:高等教育出版社,1992.
- [9] 李伟力,侯云鹏,周封,等.汽轮发电机径切两向空冷系统转子温度场的计算方法[J].中国电机工程学报,2000,20(8):74-78.
Li Weili, Hou Yunpeng, Zhou Feng, et al. Calculating method of rotor temperature fields of turbo-generator with radial and tangential air-cooling system[J]. Proceedings of the CSEE, 2000, 20(8): 74-78(in Chinese).
- [10] 张娜,蔡睿贤.考虑中心孔影响的汽轮机转子不定常温度场显式解析解[J].中国电机工程学报,1999,19(7):38-40.
Zhang Na, Cai Ruixian. Explicit analytical solutions of unsteady temperature field in steam turbine rotor with center hole[J]. Proceedings of the CSEE, 1999, 19(7): 38-40(in Chinese).
- [11] 杜炎森,黄学良,刘磊,等.大型汽轮发电机端部三维温度场研究[J].中国电机工程学报,1996,16(2):95-101.
Du Yansen, Huang Xueliang, Liu Lei, et al. Study on temperature distribution in the end region of large turbogenerators[J]. Proceedings of the CSEE, 1996, 16(2): 95-101(in Chinese).
- [12] Xiao Jinsheng, Qin Feng, Liu Jie. Heat transfer and thermal stress analysis of ceramic/metal gradient cylinder model[J]. Materials Science Forum, 2003, 423-425: 671-675.
- [13] 鲁涤强,黄学良,胡敏强.汽轮发电机端部三维温度场的有限元计算[J].中国电机工程学报,2001,21(3):82-85.
Lu Diqiang, Huang Xueliang, Hu Minqiang. Using finite element method to calculate 3D thermal distribution in the end region of turbo generator[J]. Proceedings of the CSEE, 2001, 21(3): 82-85(in Chinese).
- [14] 黄学良,胡敏强,周鹏.电机三维温度场新的有限元计算模型[J].中国电机工程学报,1998,18(2):78-82.
Huang Xueliang, Hu Minqiang, Zhou E. Novel FEM method to compute 3D thermal distribution of electrical machine[J]. Proceedings of the CSEE, 1998, 18(2): 78-82(in Chinese).
- [15] 赵铁成,沈月芬,朱国桢,等.电站锅炉锅筒温度场计算—三维非稳态变物性材料不均匀导热问题有限元分析[J].中国电机工程学报,1997,17(4):217-220.
Zhao Tiecheng, Shen Yuefen, Zhu Guozhen, et al. Temperature field calculation of boiler drum—finite element analysis of 3-D unsteady variable character uneven material heat conduction problem [J]. Proceedings of the CSEE, 1997, 17(4): 217-220(in Chinese).
- [16] 陈国樑.有限元法在热轧辊三维温度场分析中的应用[J].化纤与纺织技术,2005,3:32-35.
Chen Guoliang. Application on analyzing 3-D temperature field of the hot roller by FEM[J]. Chemical Fiber & Textile Technology, 2005, 3: 32-35(in Chinese).
- [17] Ozisik M N. 热传导[M].俞昌铭,译.北京:高等教育出版社,1984.
- [18] 陆煜,程林.传热原理与分析[M].北京:科学出版社,1997.

收稿日期:2006-01-06。

作者简介:

张志明(1961-),男,山东龙口人,高级工程师,从事技术开发和管理工
作, zzm2778440@yahoo.com.cn。

(编辑 车德竞)