

大功率汽轮机快速冷却时 汽缸壁温度的计算方法

童恩超

(华北电力学院北京研究生部)

〔摘要〕本文提出一种汽轮机快速冷却时汽缸壁温度的计算方法,将汽缸当成一个圆筒,求出当量厚度,根据双层汽缸内、外缸不同的传热条件列出汽缸的传热微分方程,其解与实测结果能较好吻合,用来计算停机后快速冷却时汽缸温度的变化。

关键词 汽轮机 汽缸 冷却 壁温计算方法

分类号 TK262

为了缩短汽轮机停机后的检修时间,近年来国内外采取停机后快速冷却,使转子和汽缸加速冷却至允许的揭缸温度。

在快速冷却过程中,通常以高压缸调节级汽缸金属的温度变化作为监视冷却效果的指标,当外缸温度降低到 150℃左右时,即可结束快速冷却,大功率汽轮机采用双层汽缸,结构十分复杂,要详细分析每处的温度变化是一件很繁重的工作,通常也无此必要,本文提出一种工程实用的简化解析方法,用于汽缸金属温度的计算。

一般来说,汽缸热量的散失通过下列几种途径:

1. 进入汽缸内部的冷却介质,通过对流换热方法冷却汽缸。
2. 由于转子和汽缸之间存在温差(通常转子冷却较快),它们之间存在辐射换热。
3. 汽缸外层的热量传导给保温层而后散失到周围大气中。

4. 高温部分金属热量通过热传导方式,传导至低温部分及相连接的管道、基础支座等。

由于辐射传热量很小,在计算中不予考虑,将汽缸简化成一个厚壁圆筒,只考虑沿厚度方向的热传导,对于其他方向的热量传递,都统一放在对流放热系数中考虑。

对于汽缸,将其简化为一个等直径的圆筒,其当量厚度为:

$$B = \frac{G}{\pi(R_1 + R_2)Lr} \quad (1)$$

其中 R_1 、 R_2 为汽缸内、外径, r 为金属比重, G 为汽缸重量, L 为汽缸长度。

为了避免过大的热应力和热变形,在进行快速冷却时,介质流量与放热系数一般都很小,在这种情况下厚板的传热可当成薄板来处理。

大功率汽轮机的高压内缸金属温度是快速冷却时监视的关键部位,其内外表面均

收稿日期 1994 11 15 收修改稿 1995 02 09

本文联系人 童恩超 男 58 副教授 100101 北京亚运村安惠里二区 14 栋 408 室

受到介质的冷却,取内表面上单位面积的汽缸,则可列出以下的传热方程:

$$GCdt = [a_1(t_{s1} - t) + a_2\psi(t - t_{s2})]d\tau \quad (2)$$

其中: t —金属温度;

t_{s1} 、 t_{s2} —内、外侧介质温度;

ψ —汽缸内、外表面面积比,

$$\psi = R_2/R_1;$$

G —单位面积汽缸重量;

C —金属的比热;

τ —时间;

a_1 、 a_2 —汽缸内、外侧放热系数

将加热过程分成若干段,每一段介质的温度变化可以看成是线性的,则有:

$$\left. \begin{aligned} t_{s1} &= t_{s0} + A_1\tau \\ t_{s2} &= t_{c0} + A_2\tau \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

其中 t_{s0} 、 t_{c0} 为汽缸内、外介质在 $\tau = 0$ 时的温度。 A_1 及 A_2 分别为内、外介质的温升速度,将式(3)代入式(2)有:

$$GCdt = [a_1(t_{s0} + A_1\tau - t) + a_2(t_{c0} + A_2\tau - t)]d\tau$$

$$t = e^{-\frac{(a_1+a_2\psi)\tau}{GC}} \left\{ e^{\frac{(a_1+a_2\psi)\tau}{GC}} \cdot \frac{A(a_1 + a_2\psi)}{[\frac{1}{GC}(a_1 + a_2\psi)^2]} \cdot \frac{1}{GC} [\frac{1}{GC}(a_1 + a_2\psi)\tau - 1] + \frac{A(a_1 + a_2\psi)}{[\frac{1}{GC}(a_1 + a_2\psi)]^2} + e^{\frac{a_2\psi\tau}{GC}} \right. \\ \left. \times \frac{1}{a_1 + a_2\psi} \cdot \frac{1}{GC} (a_1t_{s0} + a_2\psi t_{c0}) - \frac{1}{a_1 + a_2\psi} \cdot \frac{1}{GC} (a_1t_{s0} + a_2\psi t_{c0}) + t \right\} \quad (6)$$

$$\text{令 } T_{i1} = \frac{a_1\tau}{GC}; T_{i2} = \frac{a_2\psi\tau}{GC}$$

则上式可以写成:

$$t = e^{-(T_{i1}+T_{i2})} \cdot t_0 + \frac{1}{T_{i1} + T_{i2}} \{ A\tau [(T_{i1} + T_{i2}) - 1] + T_{i1}t_{s0} + T_{i2}t_{c0} \} + \frac{e^{-(T_{i1}+T_{i2})}}{T_{i1} + T_{i2}} \\ [\tau A - (T_{i1}t_{s0} + T_{i2}t_{c0})] \quad (7)$$

在采用压缩空气或饱和蒸汽冷却汽缸时,若 $A = 0$,上式可简化为:

$$t = e^{-(T_{i1}+T_{i2})}t_0 + \frac{T_{i1}t_{s0} + T_{i2}t_{c0}}{T_{i1} + T_{i2}} - \frac{e^{-(T_{i1}+T_{i2})}}{T_{i1} + T_{i2}} \cdot (T_{i1}t_{s0} + T_{i2}t_{c0}) \quad (8)$$

对于汽轮机的外缸,它的传热条件与内缸不一样,其内表面与介质为对流换热,而外侧具有保温材料,通过自由对流换热将热量散失到周围空气中。

或写成:

$$\frac{dt}{d\tau} + \frac{a_1 + \psi a_2}{GC}t = \frac{1}{GC} [\tau(a_1A_1 + a_2\psi A_2) + a_1t_{s0} + a_2\psi t_{c0}] \quad (4)$$

$$\text{令 } J = \frac{a_1 + \psi a_2}{GC}$$

$$K(\tau) = \frac{1}{GC} [\tau(a_1A_1 + a_2\psi A_2) + a_1t_{s0} + a_2\psi t_{c0}]$$

则式(4)可写成:

$$\frac{dt}{dt} + Jt = K(\tau)$$

其解为:

$$t = e^{-\int J d\tau} \left(\int K(\tau)e^{\int J d\tau} \cdot d\tau + D \right) \quad (5)$$

式中 D 为积分常数,决定于初始条件,当 $\tau = 0, t = t_0$ 时, $D = t_0$ 。

在冷却过程中,由于内、外缸之间夹层中的蒸汽是内缸排汽漏入的一部分,所以可以认为内、外蒸汽变化速度相同,即 $A_1 = A_2 = A$,为此,式(4)的解为:

在这种情况下,热平衡方程式为:

$$(\delta_c\gamma + \varphi\delta_{c,\gamma})dt = [a_c\varphi(t - t) - \frac{\lambda_c q}{\delta_c} \\ \times (t - t_0)]d\tau \quad (9)$$

其中: δ_c, δ_i —外缸的当量厚度及保温层厚度;

c, c_i —外缸金属及保温材料的比热;

γ, γ_i —外缸金属及保温材料的比重;

t_s, t_0 —内外缸夹层中的蒸汽温度及保温层温度;

λ_i —保温材料导热系数;

α_c —外缸内表面对流换热系数;

$\varphi = R_i/R_c$, 其中 R_i, R_c 为保温层及外缸的外表面半径。

保温层外表面与周围空气进行对流换热, 有下面的关系式

$$\frac{\lambda_i}{\delta_i}(t - t_s)d\tau = \alpha_i(t_s - t_0)d\tau \quad (10)$$

其中 t_s 为周围空气温度, α_i 为保温层与周围空气的对流换热系数

由上式解出 t_s :

$$t_s = \frac{t}{1 + \frac{\alpha_i \delta_i}{\lambda_i}} + \frac{t_0}{1 + \frac{\lambda_i}{\alpha_i \delta_i}} \quad (11)$$

设 t_0 为蒸汽初始温度, A 为温升速度, 则有:

$$t_s = t_{0s} + A\tau$$

将此关系及式(10)、(11)代入式(9), 得出下式

$$\begin{aligned} \frac{dt}{d\tau} + \left[\frac{\varphi \lambda_i}{c\gamma \delta_i \delta_c} - \frac{\varphi}{\frac{\lambda_i}{\delta_i} + \alpha_i} \left(\frac{\lambda_i}{\delta_i} \right)^2 \frac{1}{\delta_c c\gamma} + \frac{\alpha_c}{\delta_c c\gamma} \right] t \\ = \frac{\alpha_c}{\delta_c c\gamma} (t_{0s} + A\tau) + \frac{\lambda_i}{\delta_i} \frac{\varphi}{\frac{\lambda_i}{\delta_i} + \alpha_i} \frac{t_0}{\delta_c c\gamma} \end{aligned} \quad (12)$$

上式中

$$\frac{\varphi}{\frac{\lambda_i}{\delta_i} + \alpha_i} \left(\frac{\lambda_i}{\delta_i} \right)^2 \frac{1}{\delta_c c\gamma} \quad \text{及} \quad \frac{\lambda_i}{\delta_i} \frac{\varphi}{\frac{\lambda_i}{\delta_i} + \alpha_i} \frac{t_0}{\delta_c c\gamma}$$

是可以忽略的数值很小的项, 因此式(12)可以进一步简化为:

$$\frac{dt}{d\tau} + \left(\frac{\varphi \lambda_i}{c\gamma \delta_i \delta_c} + \frac{\alpha_c}{\delta_c c\gamma} \right) t = \frac{\alpha_c}{\delta_c c\gamma} (t_{0s} + A\tau) \quad (13)$$

这是一个一阶线性微分方程, 也具有式(6)形式的解, 并令:

$$T_{ic} = \frac{\alpha_c \tau}{\delta_c c\gamma}$$

经过演算, 可得式(13)的解为:

$$\begin{aligned} t = \frac{A\tau}{1 + \frac{\lambda_i \varphi}{\delta_i \alpha_i}} - \frac{1}{\left(1 + \frac{\lambda_i \varphi}{\delta_i \alpha_i} \right)} \cdot \left[\frac{A\tau}{\left(1 + \frac{\lambda_i \varphi}{\delta_i \alpha_i} \right) T_{ic}} \right. \\ \left. - t_{0s} \right] \cdot \left[1 - e^{-\left(1 + \frac{\lambda_i \varphi}{\delta_i \alpha_i} \right) T_{ic}} \right] + t_0 \cdot e^{-\left(1 + \frac{\lambda_i \varphi}{\delta_i \alpha_i} \right) T_{ic}} \end{aligned} \quad (14)$$

现举一例说明汽缸温度的计算, 某电厂一台 125 MW 汽轮机因准备检修而停机, 由于现场技术原因耽误了时间, 投盘车后 4 小时才投入快冷, 快冷总计时间为 24 小时, 在图 1 上表示了该汽轮机内缸金属温度在自然冷却与快速冷却中实测的变化情况。

利用式(8)对该机内缸进行了计算, 在计算中考虑了自然冷却与快速冷却时介质的不同平均温度, 从计算结果与实测结果比较来看(图中虚线为计算结果), 二者能比较好的吻合。

汽缸放热系数的取值对汽缸温度的计算是一个很重要的问题, 在快速冷却时, 汽缸的放热系数可按式:

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda}{d} Re^m Pr^n \quad (15)$$

λ —冷却介质导热系数;

d —汽缸内径;

Re —雷诺数;

Pr —普朗特数。

其中: $m = 0.8; n = 0.4$

对于汽缸的自然冷却放热系数按下式取值:

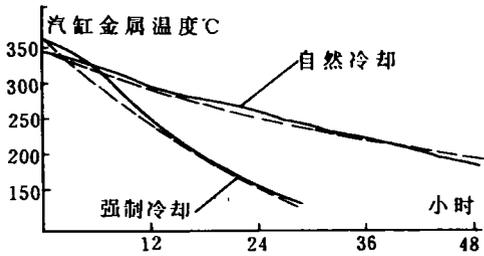
$$\alpha = C(Gr \cdot Pi)^n$$

Gr —葛拉晓夫准则

C 取 0.53, n 可取 0.25。

实际上由于汽缸存着连接管道、基座等部件, 它们与汽缸存在导热, 热量通过这些途径散失一部分, 而在计算模型上未考虑到这些因素, 因此在计算出放热系数之后应作适当的修正, 修正的原则是参考汽缸自然冷却时的汽缸温度曲线, 在这种情况下放热系数的理论值与根据汽缸温度计算出的放热系数

之间有一比值,在进行快速冷却计算时,可根据这一比值修正放热系数。



介质进行快速冷却,根据内、外缸不同的传热条件,将汽缸简化成具有当量厚度的圆筒,得出汽缸金属温度变化的计算公式,该方法与实测结果能较好吻合,故可用来计算快速冷却时汽缸温度的变化,同时该方法亦可作为汽轮机启动时汽缸的加热计算。

图1 一台125 MW中压内缸内壁(上)金属温度变化

参 考 文 献

- 1 童思超、付忠广. N200—130/535/535型汽轮机的强迫冷却. 北京动力经济学院学报, 1993. 1
- 2 查普曼 A J. 传热学. 冶金工业出版社, 1984. 10
- 3 胥传普、孙显平. 徐州发电厂20万千瓦机组停机强制通风冷却的试验研究. 电力技术, 1990. 8
- 4 William H. Mc adams, Heat transmission. Mc graw-hill kagakusha, Ltd, 1954

根据上述的计算与实测,其结果为:
大功率汽轮机可采用蒸汽或空气作为

新产品新技术信息

WRW—131型钨铼热电偶通过产品定型鉴定

WRW—131型钨铼热电偶是江苏省射阳县电子热工仪表厂,为节约外汇,替代进口的铂铑热电偶开发出的新一代钨铼热电偶。经上海自动化仪表研究所测试合格,江苏省计量局批准,发给样机试验合格证及计量器具生产许可证。

该产品是江苏省科委1993年的火炬项目,采用国标的钨铼3和钨铼25(WRe3/WRe25)丝对,经非可拆式双套管特殊工艺封装而成。在国内十多家单位试用过,效果很好。而价格仅为同等铂铑热电偶的一半,具有显著的经济和社会效益。

由于选用国产优质原辅材料,严格工艺,解决了下述三个技术问题:

1. 钨铼丝的搞氧化,突破了原偶只适用于惰性气体和氢气的局限,不仅适用于冶金,还适用于电炉、化工、陶瓷和科研实验室等。
2. WRW—131型的精度、灵敏度、一致性及线性度等均等同或高于铂铑热电偶。
3. 产品性能稳定可靠,测温范围0~1600℃,在恶劣气氛中,可连续使用2~4个月。

与WRW—131配套的温控仪表及补偿导线如下:

我国定型产品有:XC系列温度指示调节仪表,SX系列数字显示调节仪表,WZK系列可控硅温度控制器,微机智能控制仪表等,均可按需选用。

而补偿导线应符合ZBN05002标准规定,型号为WC3/25,该厂可配套供应。

(东南大学 李鸿寿 蒋守国 供稿)

由实测响应曲线值求解传递函数=The Solution of a Transfer Function Through the Use of Measured Response Curve Values [刊,中] / Chen Jin'e(Shanghai Electrical Power Engineering Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1995,10(4). -193~196

Based on the measured input signal curves and output response curves of a system the author has through the combination of theoretical analysis and numerical computations solved the system transfer function. The calculation results of a specific example show that the proposed method features a relatively high precision. Key words: transfer function, response curve, automatic control, numerical computation

大功率汽轮机快速冷却时汽缸壁温度的计算方法=A Method for Calculating the Casing wall Temperature of a High-capacity Steam Turbine During its Intensified Cooling [刊,中]/Tong Enchao (Northern China Electrical Power Engineering Institute // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1995,10(4). -197~200

This paper describes a method for the calculation of casing wall temperature of a steam turbine in the course of its fast cooling. With the casing being viewed as a cylinder and its equivalent thickness calculated a heat transfer differential equation is given based on the different heat transfer conditions of the inner and outer cylinder of the two-layer casing. The results of the solution have been found to be in relatively good agreement with the measured results. The proposed method can be used to calculate the variation of casing temperature during an intensified cooling following a turbine shut-down. Key words: steam turbine, casing, cooling, wall temperature calculation method

喇二热电站两台燃气轮发电机组两起事故分析=The Analysis of Two Failure Cases of Two Gas Turbine Generating Sets for Laer Thermal Power Station [刊,中]/Zhang Jiongwei, Jiang Xiao, Ma Lishan(Laer Gas Turbine Power Plant of Daqing Electric Power Supply Co) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1995, 10(4). -201~205. Key words: gas turbine, failure analysis
蒸汽喷射式热泵力能效益分析与评价准则=The Power/energy Cost Effectiveness Analysis and Evaluation Criteria for Steam Jet Heat Pumps [刊,中]/Wang Quan, Ding Xuchang, Liu Lizheng (Northern China Polytechnical University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1995, 10(4). -206~209

A comprehensive analysis is made of the thermotechnical characteristics of a steam jet heat pump, which are compared with the thermal process of motor-driven and steam-driven heat pumps. Presented in this paper are the evaluation criteria of power/energy cost effectiveness analysis for steam jet heat pumps, motor-driven and steam-driven heat pumps. All this constitutes a beneficial exploratory study aimed at achieving a better and more rational selection of thermal compression heat pumps. Key words: steam jet heat pump, thermal analysis, exergy efficiency, cost effectiveness evaluation

新型钝体稳燃器的空气动力场的试验研究=An Experimental Study of the Aerodynamic Field of a Novel Bluff Body Combustion Stabilization Device [刊,中]/Yang Liyu, et al. (Xi'an Jiaotong University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1995, 10(4). -210~215

It is well-known that the return-flow region at the rear of a bluff body plays a beneficial role in stabilizing combustion. With respect to the new type saw-toothed bluff body proposed in this paper a detailed experimental study has been undertaken of its aerodynamic field with the study results being analysed. The results of experiments show that the novel saw-toothed bluff body is more effective in achieving combustion stabilization than a conventional saw-toothed bluff body and thereby provides a