

立式蒸发冷却电机冷却系统循环原理

余顺周^① 蔡 静^② 郭朝红^① 顾国彪^①

(^① 中国科学院电工研究所, 北京 100080; ^② 中国航空工业第一集团公司北京长城计量测试技术研究所, 北京 100095)

摘要 简要陈述了蒸发冷却电机的发展现状及其相对于其他传统冷却方式电机的优越性, 立式蒸发冷却电机冷却系统采用密闭无泵自循环的循环方式和管内自然对流沸腾的冷却方式, 是电机设计史的伟大进展之一. 强调了立式蒸发冷却电机冷却系统设计的重要性, 并从能量和流动两个角度对冷却系统中冷却介质的循环原理进行了阐述, 分析了冷却系统循环的本质原因、动力来源以及循环的稳定性等问题, 指出立式蒸发冷却电机冷却系统自然循环的动力来自于冷却介质吸热, 状态改变后所具有的做功能力, 或者说是来源于冷却介质吸热密度减小所受到的浮力, 最后用实验数据进行了验证.

关键词 立式蒸发冷却电机 冷却系统 循环原理

冷却系统是蒸发冷却电机不同于其他传统冷却方式发电机的重要方面, 故冷却系统设计的好坏关系到蒸发冷却电机的成败, 是蒸发冷却电机设计的重要方面之一^[1]. 蒸发冷却水轮发电机的冷却系统充分利用了电机的立式结构, 实现了密闭无泵自循环方式, 利用冷却介质的汽化潜热将线棒产生的热量带走, 从而达到冷却的目的. 水轮发电机采用蒸发冷却方式后, 不仅彻底摒弃了外加的机械泵, 简化了循环装置, 减小了循环噪音, 而且提高了系统运行的可靠性, 延长了绝缘寿命, 与空冷电机相比, 额定负荷时导体的温度可以降 40~50 K, 解决了由于温差大, 产生热应力、引起热变形的问题和绝缘脱壳等问题^[2].

李家峡电站 400 MW 蒸发冷却水轮发电机已成功运行 4 年, 说明蒸发冷却水轮发电机的核心技术已经成熟^[3]. 在 2000 年法国巴黎召开的国际大电网会议 (CIGRE) 上, 蒸发冷却电机被评为旋转电机的四大新进展之一. 随着大型电站建设规模及进度的加快, 蒸发冷却水轮发电机发展步伐也随之加快, 有必要对冷却

收稿日期: 2004-10-13; 接受日期: 2005-03-25

系统的循环系统进行深入研究^[4], 以优化冷却系统的设计, 使电机运行在最佳的工作状态, 更充分地发挥蒸发冷却的优越性. 本文分别从能量和流动两个角度分析了冷却系统的循环原理.

1 理论分析

蒸发冷却水轮发电机空心线棒内自然循环示意图如图1所示.

1.1 能量方程

以空心导线内参与循环的一定质量的冷却介质为研究对象, 不考虑启动和停机情况, 流体处于稳定流动状态, 根据热力学第一定律的稳定流动能量方程, 有

$$q - \Delta u = p_2 v_2 - p_1 v_1 + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) + w_i,$$

式中, q 为介质吸收的热量, u 为介质的内能, c 为速度, z 为高度, p 为压力, v 为比容, w_i 为工质对机器所做的内部功, $p_2 v_2 - p_1 v_1$ 为维持工质流动所需的推动功,

$\frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) + w_i$ 为技术功. 由于流体在流动过程中不对机器做功, 故内部功 $w_i = 0$. 上式简化为

$$q - \Delta u = p_2 v_2 - p_1 v_1 + g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2). \quad (1)$$

将循环分解成上升段、冷凝段和下降段3个部分, 上升段指蒸发点1到冷凝器入口2, 下降段指冷凝器出口3到回液管液面4, 2和3之间为冷凝段, 从回液管液面4到空心线棒入口1之间的液体为积累液体. 以下分别对每一个过程应用能量方程(1)进行分析.

1.2 上升过程

$$q - \Delta u = p_2 v_2 - p_1 v_1 + g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2). \quad (2)$$

由于在流动过程中, 流体吸热汽化, 密度变小, 比容变大, 根据连续性方程,

$$\rho_1 c_1 A_1 = \rho_{Tp} c_2 A_2.$$

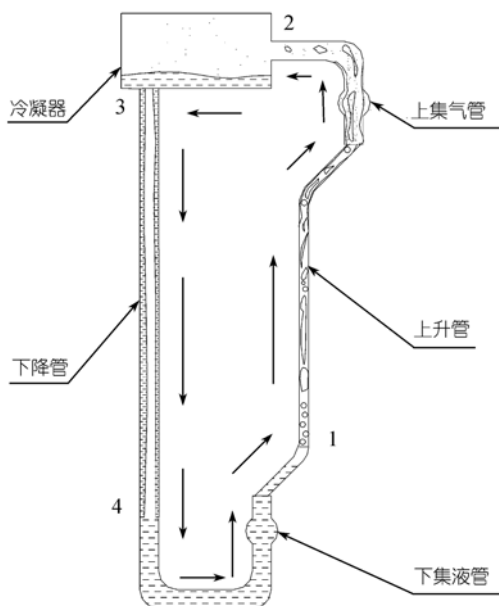


图1 水轮发电机定子绕组蒸发冷却半匝自循环示意图

1 示蒸发点, 2 示冷凝入口, 3 示冷凝器出口, 4 示液管液面

在流通截面积不变的情况下, 流动速度增加, 流动的速度越快, 造成的压力降低越大, 故压力和比容的变化呈相反趋势, 即 $p_2 < p_1$, $v_2 > v_1$. 推动功的大小取决于 p 和 v 的乘积, 在蒸发冷却系统中, 通过实验及计算表明有 $p_2 v_2 > p_1 v_1$; $z_2 > z_1$, 流体势能增加; $c_2 > c_1$, 流体动能增加.

因此, 由方程(2)可以知道, 在上升运动中, 冷却介质吸收的热量有两部分用途: 一部分用于增加流体的内能 Δu (蒸发点之前温度升高, 蒸发点之后相变); 另一部分用于对外做功, 包括推动功和技术功, 由于内部功为 0, 技术功在数值上等于机械能, 包括势能和动能两项.

由热力学第一定律:

$$q = \Delta u + w,$$

式中, w 为膨胀功, 可知, 流体对外做的功均来自于流体由于吸热而产生状态变化, 通过膨胀而实施的热能转变成的机械能, 即流体吸收的热量是使流体产生运动的根本原因.

类似地, 在冷凝器中对冷却介质应用方程(1):

$$q - \Delta u = p_3 v_3 - p_2 v_2 + g(z_3 - z_2) + \frac{1}{2}(c_3^2 - c_2^2).$$

冷却介质在冷凝器中放热, 故 q 为负值, 介质在冷凝器中的势能增量为 0. 假设冷凝器的运行压力为恒定值, 即 $p_2 = p_3$, 气态冷却介质被冷却成液体, 密度变大, 根据连续性方程, 流速减小至 c_3 . 于是, 上式简化为

$$-q = -p_2(v_3 - v_2) - \Delta u - \frac{1}{2}(c_2^2 - c_3^2). \quad (3)$$

即冷却介质上升过程中吸收的热量在冷凝器中被二次冷却水带走, 冷却介质中的气体被冷却液化, 内能降低, 体积减小, 动能降低.

1.3 下降回路

$$q - \Delta u = p_4 v_4 - p_3 v_3 + g(z_4 - z_3) + \frac{1}{2}(c_4^2 - c_3^2).$$

冷却介质在下降过程中, 处于绝热状态, $q = 0$; 温度不发生变化, 也没有相变, $\Delta u = 0$, $v_1 = v_3$, 流体的势能一部分转化为动能, $c_4 > c_3$, 一部分转化为推动功, 故上式简化为

$$0 = (p_4 - p_3)v_3 + g(z_4 - z_3) + \frac{1}{2}(c_4^2 - c_3^2). \quad (4)$$

对下降回路中的流体应用 Bernoulli 方程, 也能得到类似的结果. 理想不可压缩流体在定长流动及重力作用条件下沿流线的 Bernoulli 方程为

$$\frac{1}{2}(c_4^2 - c_3^2) + g(z_4 - z_3) = \frac{p_4 - p_3}{\rho}, \quad (4')$$

式中, p 为在流体力学中称做静压. 与根据热力学第一定律得出的结果是一致的. (4)或(4')式说明流体在下降过程中, 势能减小, 动能增加, 压力升高.

4 和 1 之间积累液体的存在减弱或消除由于 $c_1 \neq c_4$ 给系统带来的不稳定性, 积累液体越多, 下降管中的积累液柱越高, 系统循环越稳定.

热力学第一定律是一个关于能量守恒的定律, 从以上分析可知, 从能量的角度来看, 在上升段流体吸收了热量, 发生了状态的改变, 因此具有了做功的能力. 流体做功的结果是使流体获得了一定的动能和势能, 流体在上升段获得初速度. 上升段、冷凝器和下降段 3 部分共同组成了冷却系统的循环回路.

1.4 流动机理

从流动的角度来看, 流动的动力由 3 部分组成. 第一部分来自于上升管内流体受到的浮力, 同时也是最主要的部分. 在上升管路内, 流体由于吸热和汽化, 密度小于下降回路的流体密度, 在密度差的作用下, 形成浮升力, 于是, 上升管内的流体向上运动, 进入冷凝器冷凝后, 在重力的作用下进入下降管, 最后补充到上升管, 完成一个循环. 第二部分来自于循环回路下降支路液面以上循环的流体, 在流动过程中, 流体的势能一部分转化成动能, 另一部分转化成静压差, 作用在液面上. 气液混合物进入冷凝器后, 介质温度高于冷却水温度, 介质气相分压力大于冷却水管附近气相分压力, 在压差和温差的作用下, 气体被冷却成液体, 进入回液管, 这是循环动力的第三部分.

2 实验验证

在蒸发冷却电机冷却系统的循环回路中, 上升段的流动情况是设计人员想迫切了解的, 也是循环最复杂的一部分, 因此, 采用实验中获得的数据对上升管的稳定流动能量方程进行了验证.

试验模型如图 2 所示. 由于自然循环系统的蒸发点, 流量和循环稳定性不好控制, 很难得到准确的数据, 故本文采用卧式强迫循环系统进行实验. 图中 1 为单相流动段, 2 为两相流动段. 实验管道为 $\Phi 6 \times 1$ 的铜管, 与李家峡机组空心导线的当量直径相同. 实验中通过控制单相段的加热电流使得单相段出口处的流体刚好达到饱和, 实验中测得的两相段的进出口压力差, 即为自然循环系统中从蒸发点到冷凝器入口处的加速度压力降和摩擦压力降的和, 通过计算可以得到由于密度变化而产生的重力压力降, 与测量得到的两相段的压力降相加即可得到自然循环系统中上升段的压力降.

基本参数如下:

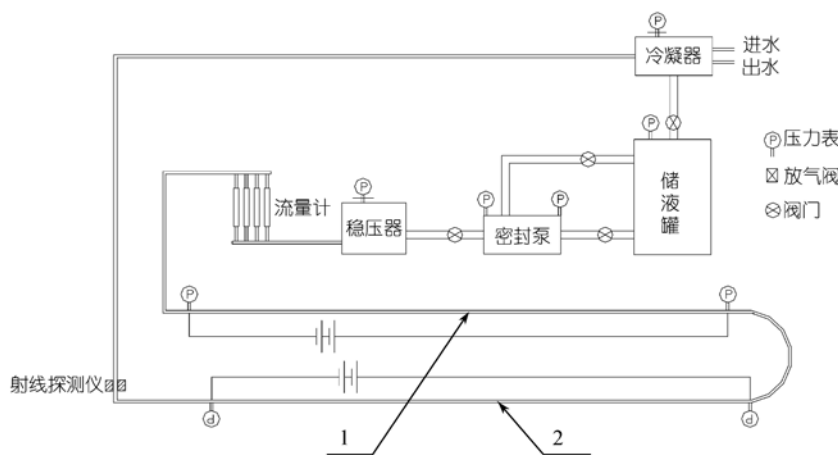


图 2 实验系统示意图
1 示单相流段, 2 示两相流段

测量参数: 热负载(电流), 体积流量, 摩擦阻力+加速度压力降, 入口压力; 计算参数: 加热段电阻, 出口处蒸汽品质, 重力压力降, 出口压力; 查表参数: 入口饱和温度, 入口饱和液体焓, 出口饱和温度, 出口饱和气体焓, 出口饱和液体焓。

为了画图方便, 图中的 ΔE_p 和 ΔE_k 均放大了 100 倍。由于热负荷不同, 流量不同, 不同流量时的 Δh , ΔE_p , ΔE_k 和 q 不具有可比性。理论上讲, $\Delta h + \Delta E_k + \Delta E_p$ 和 q 是相等的, 但是由于实验过程中不可避免地会有一部分热量散失到环境中, 因此, 计算得到的 q 总是大于 $\Delta h + \Delta E_k + \Delta E_p$ 。误差 $\frac{\Delta h + \Delta E_k + \Delta E_p - q}{q}$ 小于 10%, 如图 3(b)所示。

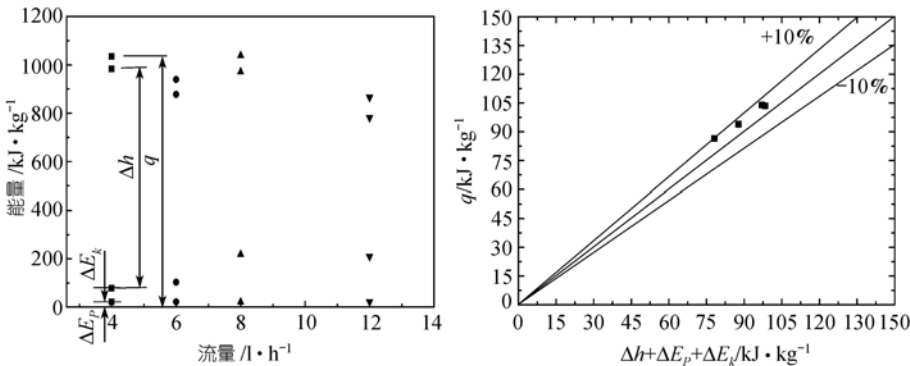


图 3 不同流量时单位质量流体的能量(a)和误差曲线(b)

以上说明:

(i) 实验中测得的数据是准确的, 文中对上升段的热力学分析是正确的.

(ii) 在流动过程中, 流体的动能变化是很小的, 由于质量流量是守恒的, 所以速度的变化是很小的, 也就说明了由于速度变化产生的加速度压力降是比较小的, 在较粗略的计算中, 是可以忽略的, 或与摩擦阻力一起考虑. 但是在精确计算中, 由于沿程的阻力损失直接影响到流体末状态的热力参数, 因此必须考虑.

(iii) 经过计算, 焓中有 88.9% 用于改变流体状态的 u , 增加其内能 Δu , 为流体的膨胀做功打下了基础, 但由于是流动系统, 因此说焓比说内能更恰当. 从这个意义上, 可以说焓是导致流体运动的直接原因.

3 结论

本文从能量和流动两个方面对立式蒸发冷却电机冷却系统的循环原理进行了分析, 指出:

(i) 流体吸收的热量是流体产生运动的动力源泉, 焓是导致流体运动的根本原因.

(ii) 从流动的角度来看, 冷却介质吸热汽化, 密度减小, 由于密度差而产生的浮升力是循环的根本动力, 下降支路的积累液体还可以起到稳定循环的作用, 下降支路液面以上流动的冷却介质也可以提供一定的静压差.

参 考 文 献

- 1 丁舜年主编. 大型电机的发热与冷却. 北京: 科学出版社, 1992
- 2 顾国彪, 田新东. 水轮发电机内冷技术的发展. 电机与控制学报, 1997, 1(1): 46~53
- 3 顾国彪. 蒸发冷却技术的发展与应用. 电器工业, 2003, 1: 5
- 4 熊 楠. 蒸发冷却技术面临的几个重要问题. 电工电能新技术, 2000, 19(3): 36~40