

# 高中压合缸汽轮机中间分隔轴封漏汽研究概况

李 刚<sup>1</sup>, 胥建群<sup>2</sup>, 陈正潮<sup>3</sup>, 顾凌志<sup>4</sup>

(1.苏州热工研究院, 江苏 苏州 215004; 2.东南大学能源与环境学院, 江苏 南京 210096;  
3. 江苏国电南自海吉科技有限公司, 江苏 南京 210003; 4.智利自治大学, 圣地亚哥 智利)

**摘 要:**介绍了国内外对合缸汽轮机中间分隔轴封漏汽的研究情况, 详细给出了该领域的重要研究成果。通过对某 600MW 超临界汽轮机不同运行工况下中间分隔轴封漏汽率的计算及数学推导, 证明了在不同运行工况下, 中间分隔轴封漏汽率为常数。

**关键词:** 汽轮机; 中间分隔轴封漏汽; 变汽温法; 数值计算法

## 0 引言

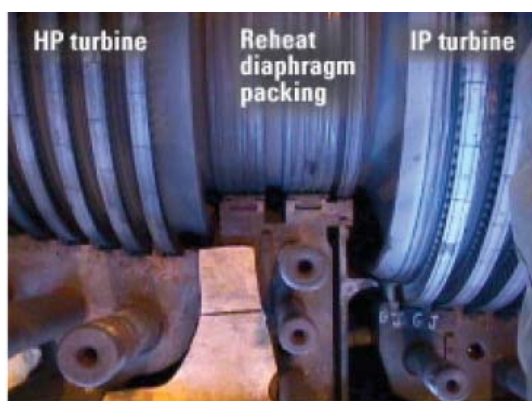


图 1 高中压合缸结构<sup>[1, 2]</sup>

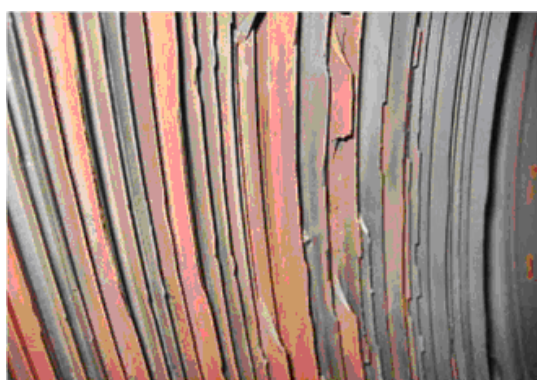


图 2 损坏的中间分隔轴封齿<sup>[1, 2]</sup>

由于高中压合缸汽轮机具有结构紧凑、制造成本较低、热膨胀特性好等优点, 国内 125MW 亚临界至 660MW 超超临界汽轮机广泛采用了合缸的结构。这种布置方式是按照反向流动设计, 主蒸汽进入缸体中部后沿着高压缸各级流动, 高压缸排汽进

入再热器; 再热后蒸汽再次从缸体中部进入, 反向流动进入中压缸。高中压合缸结构如图 1 所示。高中压合缸汽轮机调节级后蒸汽通过高、中压缸之间的中间分隔轴封漏入中压缸, 该漏汽降低了中压缸进汽部分及转子表面的温度, 虽对保证机组安全及延长设备寿命具有积极意义, 但因该漏汽被旁路过高压缸与再热器直接进入中压缸第 1 级, 导致汽轮机组热力性能下降。而且, 中间分隔轴封齿易磨损, 如图 2 所示, 实际的漏汽量可达设计值的 3-4 倍<sup>[2, 3]</sup>, 从而严重影响机组运行的经济性。因此, 在高中压合缸汽轮机的热力性能试验中必须测量该漏汽流量, 以准确分析热力试验结果, 保证试验的精度。同时, 该漏汽流量反映了中间分隔轴封的完整性与严密性, 为制定检修计划提供了依据。至今, 国内外学者已经对中间分隔轴封漏汽量的现场测试进行了大量的理论与现场试验研究。

## 1 国内外研究现状

美国 GE 公司 John A. Booth 与 David E. Kautzmann<sup>[3]</sup>提出了变汽温法 (Booth/Kautzmann method) 与放汽法 (blowdown method) 测试中间轴封漏汽量, 美国电力研究协会 (Electric Power Research Institute, EPRI) 于 1984 将变汽温法的研究结果公开发表。由于应用放汽法<sup>[3]</sup>的前提是在汽轮机中间分隔轴封处安装有放汽阀 (blowdown valve, BDV), 故该方法的应用受到限制。相对而言, 变汽温法并无任何结构上的要求, 可以在不揭缸, 不危及机组安全的情况下通过试验的方法确定中间分隔轴封漏汽率, 因此变汽温法成为国内外计

算中间分隔轴封漏汽率的主要方法。在此, 值得一提的是放汽法得到的仅仅是通过中间分隔轴封进入中压缸的漏汽量, 而变汽温法获得的是进入到中压缸进汽处的全部漏汽量。

中间分隔轴封漏汽冷却了中压缸进口蒸汽, 使中压缸名义效率高于实际效率, 效率偏高的量正比于中间分隔轴封漏汽量 (在其他参数不变的情况下)。变汽温法正是通过改变主汽与再热蒸汽的温度, 从而形成 2 个不同的试验工况; 在具有相同中间分隔轴封漏汽率时, 2 个工况下中压缸效率的重合点即为真实的中压缸效率。变汽温法的测点布置如图 3 所示。M.B.Caudill 与 R.D.Griebenow<sup>[4]</sup>进一步研究了变汽温法在实际应用中需要注意的问题。Ray Beebe<sup>[5]</sup>发现某台运行汽轮机组的再热温度难以保持, 研究表明增大的中间分隔轴封漏汽量减少了该机组的再热蒸汽流量, 使再热蒸汽温度不易控制, 同时降低了汽轮机组热效率。Tsatsu Fiadjoe<sup>[6]</sup>分析了变汽温法应用于联合循环高中压合缸汽轮机中不能产生稳定结果的原因, 即在变汽温法测试漏汽率的过程中, 不同于常规燃煤发电汽轮机组的是联合循环汽轮机的中压缸效率、中压缸级的压比、进汽阀门的开度都将发生变化, 而且受运行条件的限制, 联合循环汽轮机主汽与再热蒸汽最大温差难以达到 30℃。为此, 在试验过程中需综合考虑压比和速比变化、外部冷却流体对中压缸效率的影响, 同时优化主汽与再热蒸汽温差。

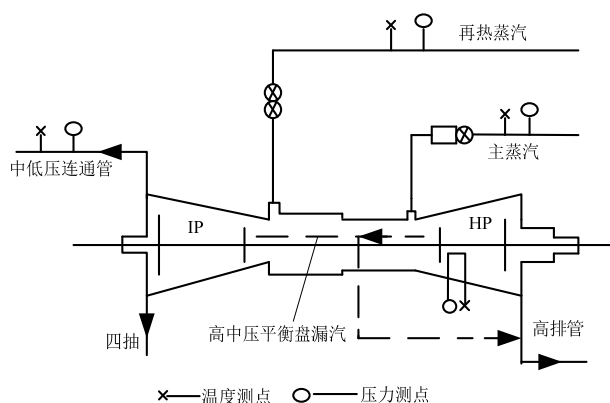


图 3 中间分隔轴封漏汽测试试验测点布置

针对 GE 与 Westinghouse 公司高中压合缸汽轮机结构的不同, Warren Hopson<sup>[1,2]</sup>详细分析了中间分隔轴封漏汽量增大的症状与现场监测问题, 如再热汽温难以控制、再热减温水流量增大、机组负荷降低、中压缸名义效率的变化、推力轴承位置改变等。对

于 GE 汽轮机, 松动的中间分隔轴封端部水平接头、扭曲变形的缸体或松动的螺栓、老化的放汽管道活塞环等将导致高压内缸水平接头漏汽; 对于 Westinghouse 机组, 漏入中压缸进汽口的过量的漏汽可能来源于高压内缸水平接头漏汽、损坏的内平衡管等。同时, Warren Hopson 定性讨论了该漏汽对缸效率的影响, 即缸效率“虚高”或“虚低”主要取决于漏汽的焓值。由于变汽温法对试验参数的稳定性要求非常高, 现场试验常出现失败, 为此 Fred D.Lang, P.E. 和 Tom Canning<sup>[7]</sup>基于可用能提出了另一种中间分隔轴封漏汽率计算方法, 并进行了例证, 但该方法尚未在现场中得到广泛认可与应用。

1988 年, 我国在引进 Westinghouse 公司 300MW 高中压合缸汽轮机的鉴定试验中, 引入了变汽温法。安徽电力科学研究院蒋寻寒<sup>[8]</sup>详细分析了变汽温法的基本原理及应用中需要注意的问题; 上海发电设备成套设计研究所郭永杰<sup>[9]</sup>, 西安热工研究院赵毅等<sup>[10]</sup>对中间分隔轴封漏汽量的现场测试进行了试验研究。钟平<sup>[11]</sup>、马宏<sup>[12]</sup>等在试验测试的基础上进一步提出了该漏汽对中压缸效率影响的课题。东南大学胥建群、曹祖庆<sup>[13]</sup>提出了求解中间分隔轴封漏汽率的数值算法 (numerical calculation method), 并开始考虑建立误差分析公式的问题。李刚, 胥建群<sup>[14,15]</sup>等人将变汽温法与数值算法同时应用于上海汽轮机厂某 600MW 超临界汽轮机组的热力试验, 两种方法的计算结果表明, 数值算法可以准确估算中间分隔轴封漏汽率; 基于数值算法, 建立了完整的误差分析数学模型, 确定了各测量参数误差对中间分隔轴封漏汽率计算的影响: 再热和中排温度测量误差对漏汽率精度的影响最大, 其次是再热和中排压力, 调节级后参数测量误差对漏汽率影响较小; 同时计算了高压缸排汽平衡盘漏汽量及其对中间分隔轴封漏汽计算的影响, 分析证明, 接往中压缸排汽区的高压缸排汽平衡盘漏汽对中间分隔轴封漏汽计算的影响较大, 欲求得准确的中间分隔轴封漏汽率, 需将中压缸排汽温度测点布置在中压缸末级后或者计算出高压缸排汽平衡盘漏汽量, 进而求出真实中压缸排汽温度。

### 3 中间分隔轴封漏汽率为常数的证明

在变汽温法测试中间分隔轴封漏汽时, 获得的是某个工况下的中间分隔轴封漏汽率, 下面将证明

在不同运行工况下该漏汽率基本为一常数。

本质上,中间分隔轴封漏汽量是由轴封结构与轴封前后蒸汽参数决定的,即根据轴封漏汽量公式计算得到<sup>[16]</sup>。

(1) 当汽流在最后一汽封孔口未达临界时,汽封漏汽量为:

$$\Delta G_s = \mu_1 A_1 \sqrt{\frac{\rho_0 (p_0^2 - p_z^2)}{z p_0}} = \mu_1 A_1 \sqrt{\frac{1}{z} \left[ 1 - \left( \frac{p_z}{p_0} \right)^2 \right]} \sqrt{p_0 \rho_0} \quad (1)$$

(2) 当汽流在最后一汽封孔口达临界时,汽封漏汽量为:

$$\Delta G_s = \mu_1 A_1 \sqrt{\frac{p_0 \rho_0}{z + 1.25}} \quad (2)$$

式中:  $\Delta G_s$  为轴封漏汽量,  $A_1$  与  $\mu_1$  分别为轴封孔口漏汽面积与漏汽流量系数,  $p_0$ 、 $\rho_0$  为轴封前蒸汽压力、密度,  $p_z$  为轴封后蒸汽压力,  $z$  为轴封齿数。中间分隔轴封有两段,中间腔室接往高压缸排汽管,如图 3。因此,轴封前蒸汽压力为高压缸排汽压力,焓值为调节级后焓,温度可以通过 IFC67 公式求得;轴封后蒸汽参数为中压缸进汽参数。

$$\frac{p_z}{p_0} = \frac{p_0(1-\delta)}{p_0} = 1-\delta \quad (3)$$

即中间分隔轴封前后压比为常数,这里  $\delta$  为再热管道压力损失系数,一般取为常数 10%。根据弗留格尔公式,高压缸排汽压力与高压缸排汽流量成正比,而高压缸排汽流量及中压缸进汽流量与机组负荷成正比。忽略再热减温水量的影响,因此有

$$\frac{p_{01}}{p_0} = \frac{G_{11}}{G_1} \quad (4)$$

式中,  $G_1$  为中压缸进汽流量。根据式 (1) 至 (4) 可得不同工况下的中间分隔轴封漏汽量之比。

$$\frac{\Delta G_s}{\Delta G_{s1}} = \frac{\sqrt{p_0 \rho_0}}{\sqrt{p_{01} \rho_{01}}} = \frac{p_0}{p_{01}} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_0}} = \frac{G_1}{G_{11}} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_0}} \quad (5)$$

$$\frac{\Delta G_s / G_1}{\Delta G_{s1} / G_{11}} = \sqrt{\frac{T_{01}}{T_0}} \quad (6)$$

在工况变动范围不是很大时  $\sqrt{\frac{T_{01}}{T_0}} \approx 1$ , 故

$$\frac{\Delta G_{s1}}{G_{11}} \approx \frac{\Delta G_s}{G_1} \quad (7)$$

根据式 (7) 可知,中间分隔轴封漏汽率基本为一常数,只决定于汽封的几何结构,与汽轮机的运行方式及运行工况无关。因此,将中间分隔轴封漏汽率做为反映高中压缸中间分隔轴封完整性与严密性的无量纲判据是科学的<sup>[17]</sup>。现根据厂家提供设计数据,对上海汽轮机厂 N600-24.2/566/566 型汽轮机不同工况下中间分隔轴封漏汽率进行计算,如表 1。

表 1 上海汽轮机厂某 N600-24.2/566/566 汽轮机各工况下中间分隔轴封漏汽率设计值

工况	VWO	TMCR	THA	75%THA	50%THA	40%THA
中间分隔轴封漏汽率/%	1.190	1.198	1.205	1.221	1.197	1.181
轴封中间腔室温度/K	733.587	725.200	718.255	700.993	727.215	736.866

根据表 1 可见,负荷在大范围内变动时,中间分隔轴封漏汽率的变化值较小;与 THA 工况相比,轴封中间腔室温度越高,中间分隔轴封漏汽率越小;因此,中间分隔轴封漏汽率试验所取的三个工况具有基本相同的漏汽率。以上分析结果与公式 (6) 完全吻合。

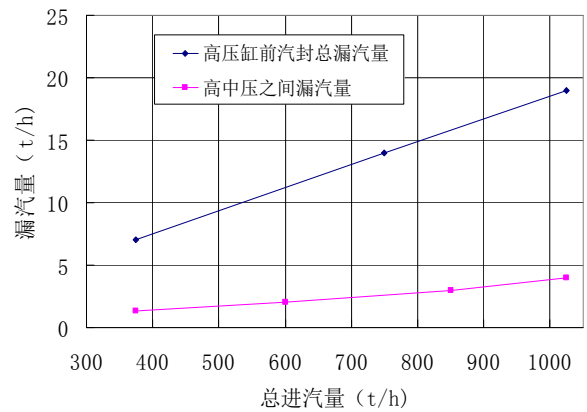


图 4 中间轴封漏汽量曲线

由于中间分隔轴封漏汽率基本为常数,而中压缸进汽量正比于机组负荷,故中间分隔轴封漏汽量正比于负荷,即中间分隔轴封漏汽率正比于汽轮机进汽量。图 4 为上海汽轮机厂 N300-16.7/537/537 型汽轮机中间轴封漏汽在不同负荷下的流量曲线,本曲线为厂家在热力特性书中提供。图 4 中“高中压之间漏汽量”即为中间分隔轴封漏汽,“高压缸前轴封

总漏汽量”包括中间分隔轴封漏汽量与中间分隔轴封腔室接往高压缸排汽管的漏汽量,因为调节级后与高压缸排汽区压差很大,所以大部分的“高压缸前轴封总漏汽量”都流往了高压缸排汽管,只有少量的漏往中压缸。中间分隔轴封的这种设计是为了减少漏往中压缸的蒸汽流量,使大部分漏汽能进入再热器吸热,以增大做功能力。

#### 4 结束语

本文介绍了高中压合缸汽轮机中间分隔轴封漏汽在国内外的研究现状,并以数学推导与实例计算的方式证明了该漏汽率为常数。由于中间分隔轴封易磨损,致使该处漏汽异常增大,汽轮机组的热效率与可靠性严重降低,为了进一步提高机组的经济性与安全性,必须在汽轮机设计与现场运行中给予更多的关注。同时,对该漏汽需要进一步深入研究,为准确监测中间分隔轴封的运行状态提供支持。

#### 参考文献:

- [1] Warren Hopson. Finding and fixing leakage within combined HP-IP steam turbines: part I[J]. Power, 2007, 115(7): 26-33.
- [2] Warren Hopson. Finding and fixing leakage within combined HP-IP steam turbines: part II[J]. Power, 2007, 115(8): 13-21.
- [3] John A. Booth and David E. Kautzmann. Estimating the leakage from HP to IP turbine section[C]. EPRI Power Plant Performance Monitoring Conference /Workshop, Washington D.C, 1984.
- [4] Caudill M B, Griebenow R D. Analysis of leakage between HP and IP turbines using PEPSE[C]. PEPSE User's Group Meeting, Rochester, NY, 1991.
- [5] Ray Beebe. Monitoring central gland leakage on combined HP-IP casing steam turbines[C]. Proceedings of the 1st World Congress on Engineering Asset Management (WCEAM), Gold Coast, Australia, 2006.
- [6] Tsatsu Fiadjoe. Estimating HP-IP midspan packing leakage in combined cycles[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(2): 023007.1-023007.4
- [7] Fred D.Lang, P.E., Tom Canning. DETERMINING HP-IP TURBINE SEAL LEAKAGE[C]. Proceedings of the ASME 2010 Power Conference POWER2010 July 13-15, 2010, Chicago, Illinois, USA.
- [8] 蒋寻寒,曹祖庆.高中压合缸汽轮机中间分隔轴封漏汽测试[J]. 热力透平, 2003, 35(3): 184-187.
- [9] 郭永杰,郭建林,李名远.高中压合缸汽轮机汽封漏汽量的现场实测与分析[J]. 动力工程, 1991, 11(2): 20-24.
- [10] 赵毅,徐积旺.华能福州电厂 1 号汽轮机机组运行热经济性分析[J]. 热力发电,1995(4):37-42.
- [11] 钟平,施延洲,王祝成.大型汽轮机高中压缸中间轴封漏汽量测试研究[J]. 热力发电, 2006(01): 44-51.
- [12] 马宏. 过桥漏汽量的测量及其对热经济性的影响[J]. 汽轮机技术, 2007.8, 49(4):301-304.
- [13] 胥建群,蒋寻寒,曹祖庆.高中压合缸分隔轴封漏汽计算方法与误差分析[J]. 热力透平, 2009(38): 102-105.
- [14] 李刚,胥建群,曹祖庆,等.中间分隔轴封漏汽及中压缸效率计算方法[J].中国电机工程学报, 2010, 30(26):23-28.
- [15] Jian-qun Xu, Gang Li. Thermodynamic model of HP-IP leakage and IP turbine efficiency[J]. Applied Thermal Engineering, 2011(31):311-318.
- [16] 江浩,李珩,王智微.汽轮机缸效率目标值的确定[J].热力发电, 2008, 37(7):15-19.
- [17] 李刚. 汽轮机叶栅内流动性能及中间分隔轴封漏汽研究[D].南京:东南大学工学硕士学位论文, 2011.52-54.

#### 作者简介:

李 刚 (1985-), 男, 工学硕士, 助理工程师, 主要研究方向为核电站流体机械特性与设备制造质量控制,  
E-mail: lg080278@126.com。