

动力涡轮机匣的冷却及温度场估算

张龙宝

(哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

〔摘要〕 本文论述一种整体型动力涡轮机匣的冷却系统,提出了该机匣温度场估算方法和试验件方案,并引用实例作对比分析。

关键词 机匣承力构件 冷却系统 温度场估算

分类号 TK472

1 前言

船用燃气轮机动力涡轮机匣不仅作为发动机传力部件、支承后轴承座及传递各种力和力矩,而且作为燃气通流部份的扩压段在温度场极不均匀的高温高速燃气流中工作,当发动机频繁启动、停车和工况转换时,燃气温度急剧变化,在这样的工作环境中,机匣的温度场很不均匀,由此产生了热应力引起机匣承力构件的热疲劳破坏。因此,采用简易可靠的措施,改善机匣承力构件的温度场,使其热应力不超过材料强度允许的数值,从而延长机匣的使用寿命,这是涡轮设计师们极为关注的问题。

本文论述的机匣方案,是一种整体型结构,见图1。它将其主要的承力构件——外机匣、内机匣以及连接内、外机匣的拉杆焊接成一体,并在承力构件的外表面蒙上一层用耐热合金薄板焊接而成的隔热罩,将燃气与承

力构件隔开。在承力构件与隔热罩之间留有一定的间隙,通以少量冷却空气,降低机匣温度。还介绍了该机匣的冷却系统,并运用传热学理论,提出了机匣温度场的简易估算方法。

2 机匣的冷却系统

如图1所示,冷却空气来自压气机抽气,经过总调节阀12,进入环形总管11。通常,机匣上有7根拉杆沿圆周布置,每根拉杆上有进气帽10,与总管11连通。用节流孔板9调整各拉杆空气流量,降低机匣温度场不均匀度。空气依次流经内腔I、II、III、IV、V,对拉杆、轴承座、内机匣、外机匣和隔热罩进行冷却。内腔III的空气经由小孔d流入内腔II,小孔d的直径和数量根据空气容积流量计算。冷却空气最后从内腔V通过外机匣与外隔热罩前、后端配合处的小孔注入燃气流。另外,发动机外罩内有引射空气,对外机匣之外表面具有冷却作用。这样,机匣承力构件的内、外壁都得到良好的冷却。

收稿日期 1992-11-20 修改定稿 1993-01-04

本文联系人 张龙宝 男 60 工程师 200011 上海市南江路18号

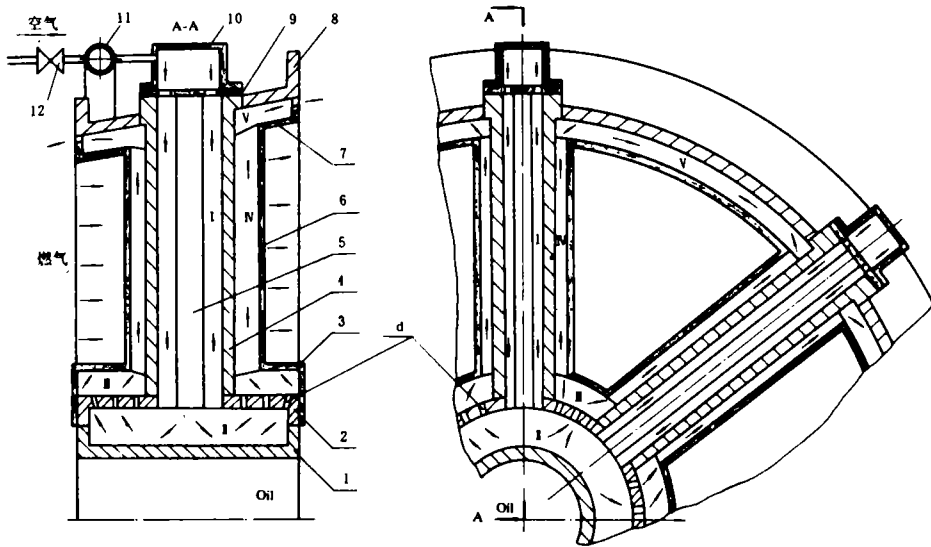


图 1 机匣结构方案及冷却空气流路

1. 轴承座 2. 内机匣 3. 内隔热罩 4. 空心拉杆 5. 内套筒 6. 导流支板 7. 外隔热罩
8. 外机匣 9. 节流孔板 10. 进气帽 11. 空气总管 12. 总调节阀

3 机匣温度场估算前的“试定”项目

- 3.1 确定空气气源参数压力 P_0 、温度 t_0 、流量 Q_0 。
- 3.2 试定各内腔空气阻力损失 ΔP_x 和平均压力 P_x 。
- 3.3 试定空气流经机匣冷却系统总温升 $\Sigma \Delta t_x$ ，分配到各内腔，求出各内腔空气平均温度 t_x 。
- 3.4 计算各内腔空气容积流量 V_x 、通流截面积 F_x 和空气平均流速 W_x 。
- 3.5 试定机匣各构件平均温度。

4 选用热交换公式

4.1 机匣构件对冷却空气放热的热交换公式

因为空气流量和流经机匣冷却系统后的总温升受到限制，所以空气流速不能定得很高，即流体的 Re 不高。本文推荐空气平均流速 $W_x = 0.5 \sim 8 \text{ m/s}$ 。因此，选用平板层流换热公式即能满足估算要求。

平板层流平均换热努谢尔特数

$$Nu = 0.664 Re_f^{1/2} \cdot Pr_f^{1/3} \quad (1)$$

构件对冷却空气放热系数

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{l} \quad \text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}) \quad (2)$$

雷诺数

$$Re_f = \frac{W_x l^*}{\nu_f} < 2 \times 10^4 \quad (3)$$

式中普朗特数 Pr_f 、导热系数 λ_f 、运动粘度 ν_f 是空气的热性质，根据定性温度查表得。

定性温度为构件平均温度与空气平均温度的平均值; l^* 为定性尺寸。

4.2 高温高速燃气对隔热罩放热换热公式

用外掠平板换热公式

当 $Re_f > 10^5$ $Nu = 0.032Re_f^{0.8}$ (4)

当 $Re_f < 10^5$ $Nu = 0.66Re_f^{0.5}$ (5)

燃气雷诺数 $Re_f = \frac{W_{g0} \cdot l^*}{\nu_f}$ (6)

燃气对隔热罩的放热系数

$a_{g1} = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{l^*}$ J/(m² · h · C) (7)

式中 W_{g0} 燃气流速 m/s; l^* : 定性长度, 即燃气流经隔热罩的流程 m; λ_f, ν_f : 烟气热性质, 查表得; 定性温度用燃气温度。

4.3 高温隔热罩对承力构件的热辐射换热公式

单位面积的热交换量

$q_{1-2} = \epsilon_{1-2} \cdot C_0 \times 10^{-8}(T_1^4 - T_2^4)$
 $J(m^2 \cdot h \cdot C)$ (8)

式中黑度系数

$\epsilon_{1-2} = 1/[1/\epsilon_1 + \varphi_{1-2}(1/\epsilon_2 - 1)]$ (9)

角系数 $\varphi_{1-2} = F_1/F_2$; F_1 和 F_2 : 高温构件与低温构件换热面积; C_0 : 黑体的热辐射系数。

5 机匣构件平均温度估算及空气温升核算

按机匣冷却系统内腔次序建立各构件的吸热和放热的热平衡方程, 即可求出各构件的平均温度。各内腔空气温升的核算, 是在构成该内腔的各构件温度求出后即进行, 如果核算数值远离“试定”值, 则要调整内腔通流截面, 改变空气流速, 从而改变构件对空气的放热系数及构件的温度, 直到核算值接近“试定”值。

5.1 轴承座 1 的热交换情况很复杂, 不易估算, 对于功率 7354 kW 以下的发动机, 本文建议 $T_1 = 440 - 490$ K。

5.2 内机匣 2 的热平衡方程: 求内机匣温度 T_2 (K)。

$\epsilon_{3-2} \cdot C_0 \times 10^{-8}(T_3^4 - T_2^4) = \epsilon_{2-1} \cdot C_0 \times 10^{-8}(T_2^4 - T_1^4) + a_{2-1}(T_2 - T_1) + a_{2-n}(T_2 - T_n)$ (10)

5.3 内隔热罩 3 的热平衡方程: 求内隔热罩温度 T_3 (K)。

$a_{p-3}(T_p - T_3) = \epsilon_{3-2} \cdot C_0 \times 10^{-8}(T_3^4 - T_2^4) + a_{3-n}(T_3 - T_n)$ (11)

5.4 拉杆 4 的热平衡方程: 求拉杆温度 T_4 (K)。

$\epsilon_{6-4} \cdot C_0 \times 10^{-8}(T_6^4 - T_4^4) = a_{4-1}(T_4 - T_1) + a_{4-n}(T_4 - T_n)$ (12)

5.5 导流支板 6 的热平衡方程: 求导流支板温度 T_6 (K)。

$a_{p-6}(T_p - T_6) = \epsilon_{6-4} \cdot C_0 \times 10^{-8}(T_6^4 - T_4^4) + a_{6-n}(T_6 - T_n)$ (13)

5.6 外隔热罩 7 的热平衡方程: 求外隔热罩温度 T_7 (K)。

$a_{p-7}(T_p - T_7) = \epsilon_{7-8} \cdot C_0 \times 10^{-8}(T_7^4 - T_8^4) + a_{7-v}(T_7 - T_v)$ (14)

5.7 外机匣 8 的热平衡方程: 求外机匣温度 T_8 (K)。

$\epsilon_{7-8} \cdot C_0 \times 10^{-8}(T_7^4 - T_8^4) = a_{8-v}(T_8 - T_v) + a_{8-n}(T_8 - T_n) + \epsilon_{8-n} C_0 \times 10^{-8}(T_8^4 - T_n^4)$ (15)

5.8 各内腔空气温升核算

某构件对空气放热量: $q_v = a_v \cdot F_i (t_v - t_i)$ (J/h) (16)

空气温升

$\Delta t = \frac{q_i}{C_{po} \cdot Q_0 \cdot 3600}$ (C) (17)

式中 C_{p0} : 空气的定压比热。

上述公式中注脚

Y: 构件编号; b_0 : 发动机冷却外罩; l_e : 引射空气。

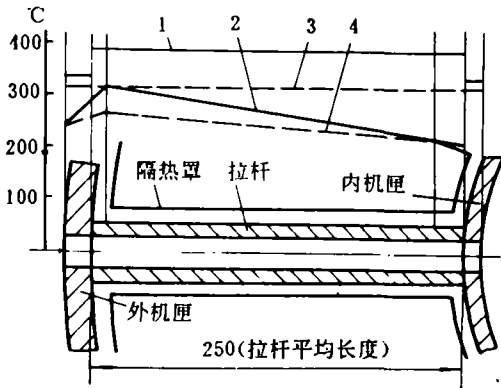


图2 机匣承力构件温度场实例

1. 实心拉杆估算值 2. 实心拉杆实测值
3. 空心拉杆估算值 4. 空心拉杆实测

6 机匣承力构件温度场实例

图2是某机组动力涡轮机匣承力构件温度场实例。该机匣只有一根拉杆是空心的,其内孔作为冷却空气进气管,内、外表面都有冷却;其余6根拉杆顶部封住,只有外表面有冷却。

该机匣工作环境:冷却空气压力 $P_0 = 0.17 \text{ MPa}$, 温度 $t_0 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$, 总流量 $Q_0 = 0.03 \text{ kg/s}$; 燃气温度 $t_g = 500 \text{ }^\circ\text{C}$, 流速 $W_g = 200 \text{ m/s}$; 冷却空气总温升 $\Sigma \Delta t_c = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

6.1 实心拉杆温度场

估算值(构件平均温度):外机匣和内机匣 $333 \text{ }^\circ\text{C}$, 拉杆 $388 \text{ }^\circ\text{C}$; 实测值(测点温度):外机匣外表面 $240 \text{ }^\circ\text{C}$, 内机匣外表面 $190 \text{ }^\circ\text{C}$, 拉杆外端 $330 \text{ }^\circ\text{C}$, 拉杆内端 $220 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

6.2 空心拉杆温度场

估算值:三个构件一致 $330 \text{ }^\circ\text{C}$; 实测值:外机匣外表面 $240 \text{ }^\circ\text{C}$, 内机匣外表面 $190 \text{ }^\circ\text{C}$, 拉杆外端 $270 \text{ }^\circ\text{C}$, 拉杆内端 $220 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

显然,两种拉杆的实测温度场差别很大。实心拉杆的外端温度太高;空心拉杆的两端温差仅 $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 。三个承力构件的最大温差仅 $80 \text{ }^\circ\text{C}$, 这样的温度场属理想之列。

7 结束语

1. 本文介绍的估算方法较为粗略,尤其是忽略了外机匣和内机匣的许多散热因素,从而导致计算值比实测值高出很多。尽管如此,此法为确定机匣的基本结构和选取冷却空气参数提供了一定的依据,所以它是简易和实用的。

2. 在确定机匣基本结构和进行温度场估算以后,应进行吹风试验。建议采用如下的试验方案:取一根拉杆,两端带有相应的内、外机匣展开段,并附带相应的隔热罩,燃气和冷却空气参数,可按试验条件作适当变化。

3. 降低承力构件温度的措施包括减少其吸热量和增加其散热量两方面。重点是减少隔热罩对承力构件的热辐射放热,如采用多层隔热罩和多层冷却;其次要增加承力构件的散热面积,例如上述实例中,空心拉杆内、外表面都有冷却,其散热面积比实心拉杆增加约 60% , 其外端温度下降 $60 \text{ }^\circ\text{C}$, 这就使温度场均匀度达到要求的范围。

参 考 文 献

- 1 杨世铭. 传热学. 高等教育出版社. 1987年 第2版
- 2 机械工程手册(第二卷). 机械工业出版社. 1982年 第一版

**JOURNAL OF ENGINEERING FOR THERMAL
ENERGY AND POWER**
1993 Vol. 8 No. 6

CONTENTS

- (283) New Developments in Gas Turbine Cycles Qiang Guofang (*Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute*)

Based on current foreign technical literature this paper presents a comprehensive and systematic overview and analysis of a variety of new techniques used in configuring various industrial and marine gas turbine cycles. **Key words:** *gas turbine, power plant cycle, overview*

- (290) Power Turbine Casing Cooling and Evaluation of Casing Temperature Field Zhang Longbao (*Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute*)

This paper deals with an integrated type of power turbine casing cooling system, presenting a method for the evaluation of the casing temperature field and also a test piece version. Practical examples are given for comparison and analysis. **Key words:** *casing load-bearing elements, cooling system, temperature field evaluation*

- (294) The structural Design of a Long-Life Power Turbine for a Light-Weight Gas Turbine Xiao Lide, Zhang Longbao, Li Yongqi (*Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute*)

The design method and research/development results of a long-life power turbine are given in the present paper. Two power turbines based on the proposed new design have been manufactured to replace the old turbines and have completed a 150-hour operation period to test their performance characteristics. The measured temperature and stress values of the main components are in basic agreement with the design and calculated ones. The operation parameters attained and the test results have shown that the power turbines have met the design requirements. The proposed power turbine construction is applicable to various kinds of stationary and mobile gas turbines, especially for power turbines of aeroderived gas turbines. **Key words:** *gas turbine, power turbine, construction, design*

- (297) The Application of Y-type Steam Atomizing Oil Burners on Utility and Naval Boilers He peiao (*Harbin power plant Equipment Design and Research Institute*)

The author presents the main specific features, structural parameters and design/calculation methods of Y-type steam atomizing oil burners. A brief account of their application on utility