

文章编号: 1674-8190(2024)05-191-08

# 航空发动机轴承—支承结构系统产热计算与分析

孙鹏, 慕琴琴, 陈永辉, 燕群

(中国飞机强度研究所 强度与结构完整性全国重点实验室, 西安 710065)

**摘要:** 开展轴承—支承结构系统的热源分析与产热量量化计算, 能够为轴承腔热防护设计提供可靠依据。通过传热学、摩擦学等理论分析, 建立航空发动机轴承—支承结构系统产热分析模型, 开展轴承—支承结构的一维流热耦合计算, 对航空发动机压气机和涡轮的中介承力框架进行产热量分析, 评估巡航工况下不同热源对轴承—支承结构系统产热量的影响。结果表明: 压气机中介支承结构右侧框架的壁面温度沿径向向上增加 1.73%; 由于主流道与盘腔之间存在级间封严, 对流传热系数沿径向向上增大 20 倍, 产热量占比最高的热源为支承结构壁面传热、轴承生热和密封装置生热; 轴承—支承结构内的密封装置生热量在压气机中介承力框架内占比 29%, 在涡轮中介承力框架内占比 35%。

**关键词:** 轴承—支承结构; 密封; 空气系统; 热分析; 热计算

中图分类号: V233

文献标识码: A

DOI: 10.16615/j.cnki.1674-8190.2024.05.20

## Calculation and analysis of heat generation of aero-engine bearing-support system

SUN Peng, MU Qinqin, CHEN Yonghui, YAN Qun

(National Key Laboratory of Strength and Structural Integrity, Aircraft Strength Research Institute of China, Xi'an 710065, China)

**Abstract:** The heat source analysis and quantitative calculation of heat production of the bearing-support structure system can provide a reliable basis for the thermal protection design of the bearing cavity. Through theoretical analysis of heat transfer and tribology, a heat generation analysis model for the bearing-support system of an aircraft engine is established. 1D thermal-fluid coupling calculations of the bearing-support system are carried. The intermediate bearing support frames of the aero-engine compressor and turbine are analyzed for heat generation separately to evaluate the effects of different heat sources on the heat generation of the bearing-support system under cruise operating conditions. The results show that the wall temperature of the right frame of the compressor intermediate support system increases radially upward by 1.73%. The heat transfer coefficient (HTC) increases radially upward by 20 times due to the presence of interstage sealing between the main flow path and the disk cavity. Among them, the heat sources with the highest percentage of heat generation are through the support walls, bearings, and seals, and heat generation by the seals in the bearing-support system accounts for 29% in the intermediate bearing support frame of the compressor and 35% in the intermediate bearing support frame of the turbine.

**Key words:** bearing-support system; seals; air system; thermal analysis; thermal calculation

收稿日期: 2024-06-12; 修回日期: 2024-07-30

基金项目: 国家科技重大专项(J2019-IV-0010-0078, 2017-VII-0011)

通信作者: 孙鹏(1996-), 男, 硕士, 工程师。E-mail: avic\_623@163.com

引用格式: 孙鹏, 慕琴琴, 陈永辉, 等. 航空发动机轴承—支承结构系统产热计算与分析[J]. 航空工程进展, 2024, 15(5): 191-198.

SUN Peng, MU Qinqin, CHEN Yonghui, et al. Calculation and analysis of heat generation of aero-engine bearing-support system [J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2024, 15(5): 191-198. (in Chinese)

## 0 引言

在现代涡扇发动机的滑油系统中,轴承一支承结构系统的冷却方案设计与滑油系统热分析密切相关,既要避免滑油温度超出极限,同时又要考虑对发动机滑油系统循环量的影响。开展轴承一支承结构系统的热源分析与产热量量化计算,可以为轴承腔热防护设计提供可靠依据。Kling-sporn<sup>[1]</sup>讨论了现代航空发动机要发展先进传动和滑油系统概念所涉及的关键技术,在轴承腔设计过程中需要考虑产热问题,必须最大限度地减少从外界转移到滑油中的热量,同时保持较低的轴承腔壁面温度以避免滑油结焦起火;Flouros<sup>[2]</sup>指出现代航空发动机的设计趋势对滚动轴承的机械承载能力提出更高的要求,同时带来轴承腔产热量与滑油温度的升高,轴承腔设计的热问题更加突出;Hart<sup>[3]</sup>提出航空发动机滑油系统设计需要与航空发动机其他结构系统相结合,要充分考虑密封装置、空气系统冷却形式以及支承结构部件尺寸等对轴承腔传热特性的影响。

目前,国内研究者对航空发动机轴承腔设计的热问题进行了深入研究。李健等<sup>[4]</sup>分析了轴承腔的主要热源,并建立了轴承、石墨密封摩擦热、篦齿封严泄漏热以及壁面对流换热系数与温度场的计算模型,获得了不同工况下的轴承腔结构温度场,计算结果与测试结果基本吻合;葛治美等<sup>[5]</sup>采用有限元软件对某型发动机轴承腔进行了热分析计算,确定了轴承腔的热负荷和温度分布,计算结果合理,具备工程实用性;刘振侠等<sup>[6]</sup>基于热网络法,开发了发动机轴承腔热分析软件,该软件具备计算轴承腔的温度场分布、滑油出口温度、产热量以及轴承腔换热特性等能力;苏壮等<sup>[7-8]</sup>采用有限元计算方法,对某型发动机的轴承腔换热特性进行分析计算,获得了不同供油温度和供油量对发动机轴承腔换热特性的影响规律,对不同供油温度下轴承腔的发热量进行了定量计算,为整机滑油系统设计提供了参考,此外,通过热流密度加载方式赋予轴承的摩擦发热和对流换热边界条件,计算得到的轴承热点温度分布更为合理,提高了航空发动机滑油系统热分析的准确性;潘迎等<sup>[9]</sup>提出了一种基于有限单元热网络法的轴承热分析模型,获得了轴承内部更精细的温度分布及梯度变化。

在航空发动机支承结构系统设计领域,徐峰

等<sup>[10]</sup>、马艳红等<sup>[11]</sup>指出航空发动机的支承结构系统受到气动载荷、热力载荷、惯性载荷和高频动态载荷的综合作用,并建立了航空发动机整机承力系统抗变形能力的评估方法和结构效率评估方法。

综上所述,航空发动机轴承一支承结构系统设计及轴承腔热分析、整机承力系统结构形式以及篦齿封严流动与换热特性密切相关。因此,有必要开展复杂热环境下空气系统—滑油系统—支承结构系统多专业综合设计方法研究,为轴承一支承结构系统方案设计和优化提供指导,特别是在涡轮部分的支承结构系统中,在冷却高温部件时,冷却空气与所流经的支承结构壁面时刻发生对流换热作用,空气系统、滑油系统与支承结构部件之间存在耦合换热作用,为了获得更为准确的计算分析结果,需要考虑这种耦合换热作用。

本文基于空气系统一维流体网络计算程序,建立轴承一支承结构系统一维流热耦合计算模型,将轴承一支承结构系统产热量作为限制条件,获得压气机/涡轮轴承一支承结构系统热源分布与滑油系统循环量,以期在给定转速/温度/压力边界下为具有良好工作状态的轴承一支承结构系统设计提供参考依据。

## 1 轴承一支承结构系统一维流热耦合计算模型

轴承一支承结构系统设计与航空发动机空气系统密切相关,国内外研究者针对空气系统耦合仿真分析开展了详细的研究工作,Ganine等<sup>[12]</sup>提出了一种空气系统一维流体网络与发动机部件二维/三维流热耦合计算方法,采用不动点迭代法实现换热系数与部件壁面温度的收敛计算;Giuntini等<sup>[13]</sup>基于开源代码CalculiX<sup>®</sup>,提出了有限元一流体网络耦合方法,用于建立航空发动机整机的瞬态热模型;Amirante等<sup>[14]</sup>提出了一种多学科技术,用于内部流动的气动热和传热分析,以预测航空发动机二次空气系统中子系统的气动性能;Yang X等<sup>[15]</sup>提出了一种一维/三维耦合仿真方法,构建了空气系统典型元件的数学模型,研究了空气系统与整机部件性能的耦合计算策略;Wang L等<sup>[16]</sup>提出了一种从三维到一维的跨维数据传输方法(CDT),将流程均匀性纳入数据传输,以完成二次空气系统(SAS)计算。

为了快速准确获得轴承—支承结构壁面温度与对流换热系数,本文建立轴承—支承结构系统一维流热耦合计算模型。轴承—支承结构系统一维流热耦合计算流程如图 1 所示,计算流程包含 5 个步骤。

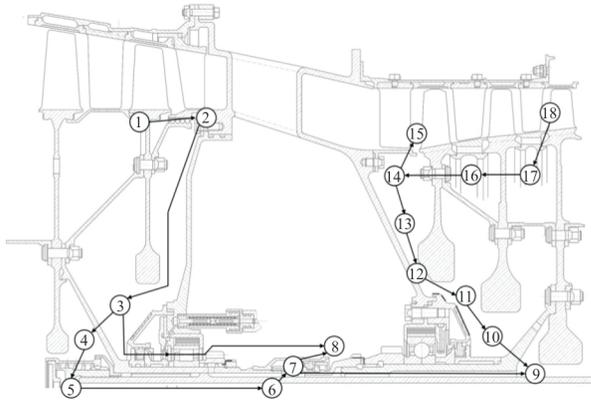


图 1 一维流体网络图示

Fig. 1 Diagram of one-dimensional fluid network

1) 根据轴承—支承结构系统,设置部件壁面

温度初始值,该数值可以通过经验方法获取,也可以通过流体域 CFD 计算(绝热壁面)获取。

2) 流场参数计算:采用一维流体网络法,建立轴承—支承结构系统一维流体网络(如图 1 所示),使用基于流量迭代收敛的 Hardy Cross 方法实现流场参数的求解,并使用基于试验数据分析得到的传统经验关系式来计算边界对流换热系数,获得冷却空气沿流程的温度、压力和流量。

3) 根据流场计算获得的支承结构部件壁面对流换热系数与换热温度,采用有限元稳态热分析法获得其二维温度场,并在温度场中提取出支承结构部件壁面分段边界的平均温度。

4) 根据计算获得的壁温与初始设置壁温的差值,如果该值小于 0.01,则迭代收敛;否则,返回步骤 1) 继续进行迭代计算,直至达到收敛条件为止,迭代流程如图 2 所示。

5) 轴承—支承结构系统产热量计算。

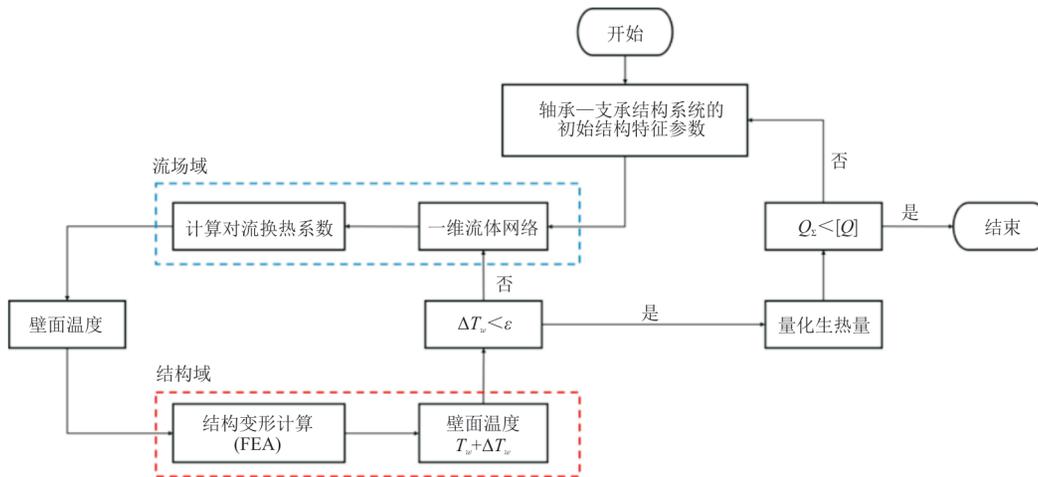


图 2 耦合计算迭代流程

Fig. 2 Iterative calculation process of coupled thermal-fluid model

## 2 轴承—支承结构系统产热特性分析理论依据

### 2.1 轴承—支承结构系统热源分析

一般情况下,进入轴承—支承结构系统内腔的热源有以下 7 种:  $Q_1$  为来自主流道的热量;  $Q_2$  为通过支承结构壁面传递的热量;  $Q_3$  为通过轴壁面进入的热量;  $Q_4$  为密封装置中摩擦产生的热量;  $Q_5$  为轴

承内摩擦产生的热量;  $Q_6$  为密封装置泄漏产生的热量;  $Q_7$  为花键和齿轮中摩擦产生的热量。进入轴承—支承结构系统的总热量由公式(1)确定:

$$Q_s = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 \quad (1)$$

航空发动机典型压气机/涡轮中介承力框架内轴承—支承结构系统的热源分布如图 3 所示,根据轴承—支承结构形式的不同,某些热源占总产热量比例较小,可忽略不计。

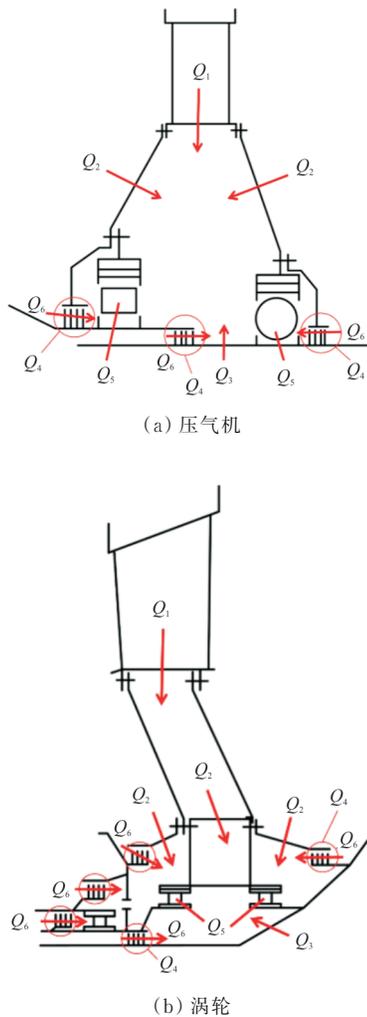


图3 转子简化模型航空发动机轴承—支承结构系统热源分布

Fig. 3 Heat source distribution of aero-engine compressor and turbine bearing-support system

## 2.2 轴承—支承结构系统产热量量化分析

轴承—支承结构系统内的热量传递形式主要为热传导和热对流。根据传热分析理论,对航空发动机支承结构总产热量中(公式(1))的每项热源进行量化分析。

1) 主流道、轴承—支承结构壁面与旋转轴的对流换热量分析

对流换热是轴承—支承结构与空气系统内腔和轴承腔热量传递的主要方式,包括:主流道高温气体与支承结构壁面的对流换热,轴承腔外冷却空气与支承结构壁面、轴承腔外壁面的对流换热,滑油与旋转轴、轴承腔内壁面之间的对流换热等主要类型。

一般来说,通过支承结构壁面从空气转移到油的热量,通常以牛顿冷却公式作为其基本计算式:

$$Q_2 = \sum_{i=1}^n [\alpha_i F_i (T_{\text{wall}} - T_{\text{oil}})] \quad (2)$$

式中: \$\alpha\_i\$ 为传热系数; \$F\_i\$ 为轴承腔外壁面的表面积; \$T\_{\text{wall}}\$ 为轴承腔外壁面的温度; \$T\_{\text{oil}}\$ 为油室中靠近轴承腔内壁面的油温。

从主流道空气进入轴承腔外壁面的热流量可以表示为

$$Q_{\text{wall}} = \alpha [(F_s - F_p) + \eta_p F_p] \cdot (\bar{T}_{\text{in}} - \bar{T}_{\text{wall}}) \quad (3)$$

$$Q_{\text{wall}} = \alpha_{\text{cyl}} F_s (\bar{T}_{\text{in}} - \bar{T}_{\text{wall}}) \quad (4)$$

$$\alpha_{\text{cyl}} = \alpha \left[ (\eta_p - 1) \frac{F_p}{F_s} + 1 \right] \quad (5)$$

式中: \$\alpha\$ 为空气的传热系数; \$F\_s\$ 为光滑壁面的表面积; \$F\_p\$ 为肋的表面积; \$\bar{T}\_{\text{in}}\$ 为轴承—支承结构系统入口处空气的平均温度; \$\bar{T}\_{\text{wall}}\$ 为支承结构壁面的平均壁面温度。

肋片效率系数 \$\eta\_p\$ 与肋片面积 \$F\_p\$ 的关系由式(6)确定:

$$\eta_p = \frac{\sqrt{\lambda_{\text{wall}} \Pi_p}}{\alpha F_p} \cdot \text{th} \left( \sqrt{\frac{\alpha \Pi_p}{\lambda_{\text{cm}} F_p}} \cdot h_p \right) \quad (6)$$

式中: \$\lambda\_{\text{wall}}\$ 为壁面导热系数; \$\Pi\_p\$ 为肋片周长; \$F\_p\$ 为肋片表面积; \$h\_p\$ 为肋片高度。

通过轴承—支承结构系统支承结构壁面的整体传热系数计算如下:

$$K = \frac{1}{1/\alpha_{\text{air}} + \delta_{\text{wall}}/\lambda_{\text{wall}} + 1/\alpha_{\text{oil}}} \quad (7)$$

式中: \$\delta\_{\text{wall}}\$ 为壁厚。

为了确定整体传热系数的数值,除了几何参数之外,还需要知道传热系数 \$\alpha\_{\text{air}}\$ 和 \$\alpha\_{\text{oil}}\$, 可以从已知的标准经验关系式中获得。

因此,通过支承结构壁面传递的热量由式(8)确定:

$$Q_2 = \sum_{i=1}^n K_{\Sigma} F_i (\bar{T}_{\text{air},i} - \bar{T}_{\text{oil},i}) \quad (8)$$

式中: \$\bar{T}\_{\text{air},i}\$ 为支承结构外壁面附近空气的平均温度; \$\bar{T}\_{\text{oil},i}\$ 为支承结构内壁面附近油的温度,考虑到轴承摩擦对油的加热,可以通过式(9)确定。

$$\bar{T}_{\text{oil}} = T_{\text{in,oil}} + \Delta T_{\text{friction}} \quad (9)$$

对于一组支承结构圆锥形壁面,平均传热系

数确定如式(10)所示。

$$K_s = \sum_{i=1}^n \frac{1}{1/\alpha_{air,i} + \delta_{wall,i}/\lambda_{wall,i} + 1/\alpha_{oil}} \quad (10)$$

得到如下关系式计算通过支承结构壁面产生的热量:

$$Q_2 = \sum_{i=1}^n \frac{F_i(\bar{T}_{air,i} - \bar{T}_{oil})}{1/\alpha_{air,i} + \delta_{wall,i}/\lambda_{wall,i} + 1/\alpha_{oil}} \quad (11)$$

通过旋转轴壁面的热通量类似于通过支承结构壁面产生的热量,可以采用式(12)来确定。

$$Q_3 = \alpha \cdot A \cdot (T_{air} - T_{oil}) \quad (12)$$

## 2) 密封装置摩擦热分析

轴承—支承结构系统中针对滑油密封,常采用接触式密封结构,如图4所示。

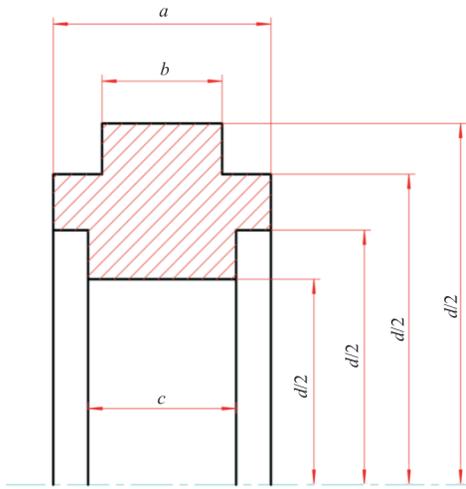


图4 接触式密封O型圈示意图

Fig. 4 Schematic diagram of contact seal O-ring

接触式密封的摩擦发热功率计算关系式为

$$Q_4 = N_{mp} = \frac{M_{mp} \pi n}{30} \quad (13)$$

式中: $n$ 为转速; $M_{mp}$ 为摩擦力矩。

$$M_{mp} = r_m P_{mp} \quad (14)$$

$$r_m = \frac{d_3 - d_2}{4} \quad (15)$$

式中: $P_{mp}$ 为摩擦力。

$$P_{mp} = P_{oc} f_{mp} \quad (16)$$

式中: $f_{mp}$ 为根据文献[17]确定的摩擦系数; $P_{oc}$ 为轴向力。

$$P_{oc} = \Delta p \cdot F_{oc} \quad (17)$$

式中: $\Delta p$ 为封严压差; $F_{oc}$ 为面积。

$$F_{oc} = 0.785[(d_4^2 - d_1^2) - 0.5(d_3^2 - d_2^2)] \quad (18)$$

## 3) 轴承生热量分析

为了确定轴承的生热量,可以使用根据试验和理论分析获得的经验依赖关系式<sup>[18]</sup>,用以计算航空发动机角接触球轴承和圆柱滚子轴承的总体生热量。

对于角接触球轴承,其生热量计算公式为

$$Q_{5,ball} = 4.167 \cdot K_V (2.2 + 1.5W10^{-2} e^{\lambda_{ball} \cdot d \cdot n} + \Delta q_{ball}^R + \Delta q_{ball}^A) \quad (19)$$

式中: $K_V$ 为阻力系数,取决于润滑油的黏度; $W$ 为滑油系统循环量; $\lambda_{ball}$ 为与滑油系统循环量有关的参数; $d$ 为轴承内孔; $n$ 为转速; $\Delta q_{ball}^R$ 为径向载荷修正量; $\Delta q_{ball}^A$ 为轴向载荷修正量。

如果润滑油的黏度  $\nu \geq 8.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ :

$$K_V = W^{0.01\left(\frac{\nu}{8.3} - 1\right)} + \frac{0.011}{W} \left(\frac{\nu}{8.3} - 1\right) \quad (20)$$

如果润滑油的黏度  $\nu < 8.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ :

$$K_V = \frac{1}{W^{0.015\left(\frac{8.3}{\nu} - 1\right)} + \frac{0.015}{W} \left(\frac{8.3}{\nu} - 1\right)} \quad (21)$$

径向载荷修正量:

$$\Delta q_{ball}^R = 10^{-3} R^{v_{ball}} - c_{ball} \quad (22)$$

$$v_{ball} = 0.61 + 1.2 \times 10^{-7} d \times n \quad (23)$$

式中: $c_{ball}$ 为径向载荷1000 kg时的轴承散热情况。

$$c_{ball} = 0.03 + 1.2 \times 10^{-7} d \times n \quad (24)$$

轴向载荷修正量  $\Delta q_{ball}^A = hA^\psi$ ,参数  $h$  和  $\psi$  取决于滑油系统循环量  $W$  与速度系数  $d \times n$ ,  $h$  和  $\psi$  可以由以下关系式描述。

$$h = 3.2 \times 10^{-12} e^{0.45W} (d \times n)^{1.4} \quad (25)$$

$$\psi = 0.763 - 0.5 \times 10^{-7} d \times n - 0.27 \times 10^{-3} W^{3.3} \quad (26)$$

对于圆柱滚子轴承,其生热量计算公式为

$$Q_{5,roller} = 0.167 K_V (0.03 W^{0.58} e^{\lambda_{roller} \cdot d \cdot n} + 10^{-3} R^{v_{roller}} - 10^{-7} d \times n - 0.04) \quad (27)$$

式中: $\lambda_{roller}$ 为与滑油系统循环量  $W$  有关的参数。

$$\lambda_{roller} = (1.96 - 0.043W) \times 10^{-6} \quad (28)$$

$v_{roller}$ 取决于速度系数  $d \times n$ :

$$v_{roller} = 0.61 + d \times n \times 10^{-7} \quad (29)$$

## 4) 密封装置泄漏热分析

轴承—支承结构系统中通常包含多个篦齿封严结构,篦齿封严属于非接触式密封结构,冷却气流流经篦齿结构时,气流与篦齿封严环表面接触

产生摩擦热,造成泄漏空气温度升高,常称为风阻温升效应,篦齿封严摩擦热可以根据文献[19]给出的经验关系式计算。

$$Q_6 = 0.5 \times 10^3 C_{ms} \rho \omega^3 r_{ui}^3 F \quad (30)$$

$$C_{ms} = 0.059 93 \left( \frac{G}{\rho \omega r_{ui}^3} \right)^\alpha z^{-0.65} \quad (31)$$

式中: $\rho$ 为空气密度; $\omega$ 为旋转角速度; $\alpha$ 为经验系数,对应于篦齿封严的工况; $F$ 为封严泄漏面积; $r_{ui}$ 为篦齿齿尖半径; $G$ 为泄漏流量; $z$ 为篦齿齿数。

### 5) 花键和齿轮生热分析

一般来说,每个轴承都配有多个齿轮和花键。根据齿的几何形状和运动学原理,齿轮系统中的摩擦力有所不同,包括滚动摩擦和滑动摩擦。因此,计算齿轮和花键系统中摩擦产生的热量,可以用式(32)表示。

$$Q_7 = (1 - \eta) N \quad (32)$$

式中: $\eta$ 为传动系统的效率; $N$ 为传输功率。

为了获得更精确的是生热量计算,建议使用文献[20]获得的实验数据拟合的经验关联式。

$$Q_7 = N \frac{\pi \epsilon_s f}{K \cos \beta} \left( \frac{1}{Z_K} \pm \frac{1}{z_K} \right) \quad (33)$$

式中: $\epsilon_s$ 为接触比; $f$ 为摩擦系数; $\beta$ 为齿与起始圆柱体旋转轴的倾斜角(对于斜齿轮和楔形齿轮); $Z_K$ 和 $z_K$ 为齿数。比率 $f/K$ 的取值范围为0.015~0.045。

## 2.3 滑油系统循环热分析

发动机滑油系统循环量采用式(34)进行初步估算。

$$W = \frac{6 \times 10^4 Q_s}{c_p \rho (T_{out} - T_{in})} \quad (34)$$

式中: $W$ 为滑油系统循环量; $Q_s$ 为发动机中需要滑油带走的各部分热量之和; $c_p$ 为滑油的定压比热容; $T_{in}$ 和 $T_{out}$ 为发动机允许的滑油进、出口温度。

## 3 计算结果分析

空气系统一维流热耦合计算获得的是轴承—支承结构表面的壁面温度和对流换热系数分布,巡航工况下压气机与涡轮中介承力框架轴承—支承结构热状态的计算结果如图5所示。

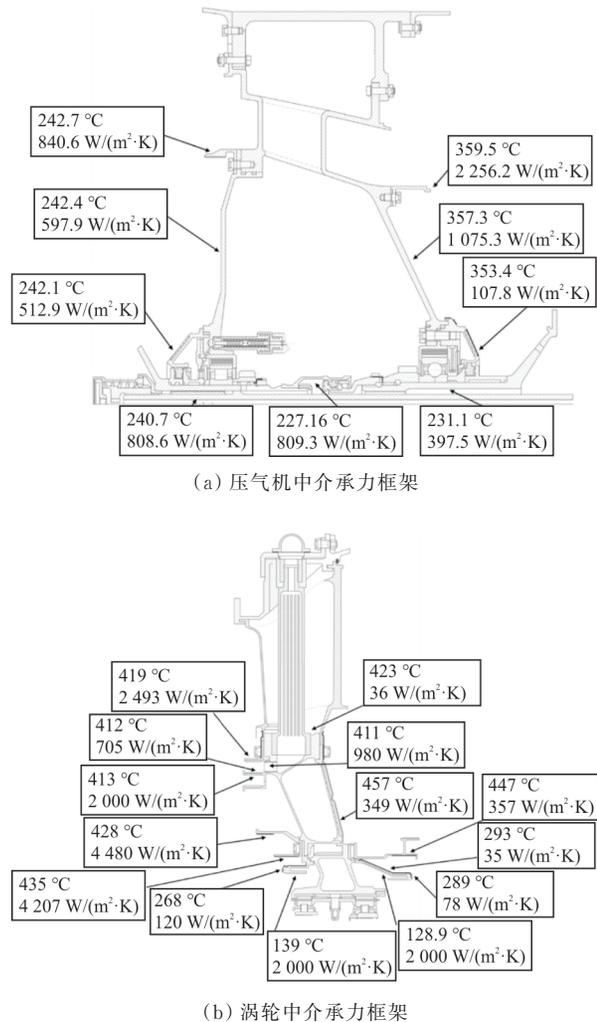


图5 航空发动机中介承力框架支承结构温度与对流换热系数分布

Fig. 5 Distribution of temperature and heat transfer coefficient of aero-engine intermediate load frame bearing-support system

由于支承结构外壁面空气向轴承腔传热,压气机支承结构的壁面温度沿径向从上向下降低了1.7%,即从359.5 °C减少到353.4 °C,由于压气机盘腔附近的空气流速沿径向从下向上逐渐增加,造成对流换热系数从107.8增加到2 256.2。在现有的空气系统冷却方案下,由于涡轮支承结构较高半径位置靠近高压涡轮流道部分,温度较高约为419 °C,在冷却空气作用下使其结构壁面温度沿径向从上向下逐渐降低到289 °C,除密封结构篦齿位置对流换热系数较大外,涡轮支承结构壁面的对流换热系数沿径向从上向下从705降低到78。

此外,根据不同热源的产热量计算公式,得到在当前冷却系统方案下进入压气机/涡轮中介承

力框架中轴承—支承结构系统内部的热量。压气机/涡轮中介承力框架中轴承—支承结构系统产热量分布如图 6 所示。

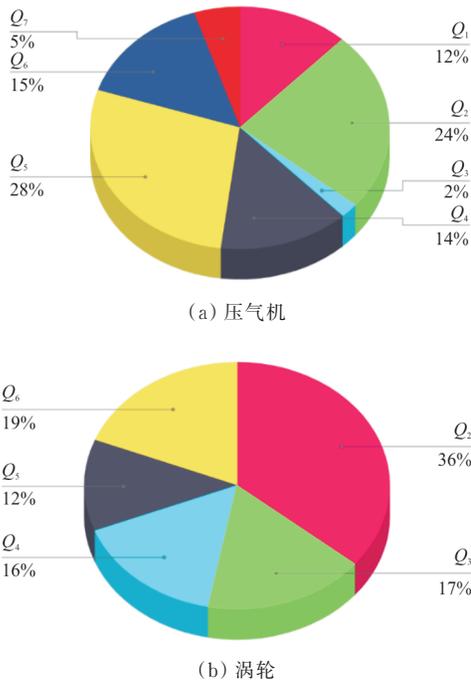


图 6 轴承—支承结构系统产热量分布  
Fig. 6 Bearing-support system heat generation distribution

各热源的产热量计算结果如表 1 所示,对于压气机中介承力框架中轴承—支承结构系统,最大的产热量来自角接触球轴承与圆柱滚子轴承的摩擦热,数值为 5 161 W,占比 28%。此外,有 2 809 W,占比 15%的热量通过篦齿封严泄漏空气进入轴承腔;有 2 523 W,占比 14%的热量通过接触式密封装置摩擦产生。

表 1 压气机/涡轮中介承力框架不同热源产热量计算结果  
Table 1 Calculation results of heat generation from different heat sources in the compressor and turbine intermediate load frames

热量	压气机		涡轮	
	产热量/kW	热量占比/%	产热量/kW	热量占比/%
$Q_1$	2 145	12	—	—
$Q_2$	4 428	24	15 845	36
$Q_3$	298	2	7 618	17
$Q_4$	2 523	14	7 006	16
$Q_5$	5 161	28	5 556	12
$Q_6$	2 809	15	8 629	19
$Q_7$	930	5	—	—
$Q_{\Sigma}$	18 294	100	44 654	100

对于涡轮中介承力框架中轴承—支承结构系统,最大的产热量通过支承结构壁面传递,数值为 15 845 W,占比 36%;有 8 629 W 的占比 19%的热量通过篦齿封严泄漏空气进入轴承腔;有 7 006 W,占比 16%的热量通过接触式密封装置摩擦产生。与压气机中介承力框架相比,由于涡轮中介承力框架的设计特点,没有与涡轮流道部分热传递有关的  $Q_1$  热源。同时,花键和齿轮产生的热量  $Q_7$  没有被考虑在内。此外,通过支承结构壁面传递的热量  $Q_2$  和密封装置泄漏热量  $Q_6$  的总值超过了 50%,增加了涡轮中介承力框架冷却系统中多个封严环的直径位置和密封效率的作用。

### 4 结 论

1) 为了评估轴承—支承结构系统的热状态,有必要确定主要的产热量并估计它们在总产热量中的比例。其中,热源可以分为外部来源(与支承结构系统有关)——包括来自主流道的热量,通过轴和支承结构壁面的热量,通过篦齿封严装置的泄漏热,以及内部来源(与轴承腔、滑油系统冷却有关)——包括来自轴承、接触式密封装置的摩擦热。中央传动机构的轴承腔还存在花键和齿轮生热。

2) 来自每个热源的产热量之间的比例取决于压气机/涡轮轴承—支承结构形式,例如:支承结构中篦齿封严的数量、轴承类型与数量、接触式封严装置的数量等。针对不同的结构形式,轴承—支承结构系统的产热量比例可以有相当大的变化。

3) 理论计算分析表明,大部分的热量是由轴承摩擦、密封装置摩擦、支承结构壁面换热以及空气通过篦齿封严的风阻热效应产生的。这些热源产生的热量总量在 80%~90% 的水平,与密封装置相关的泄漏热与摩擦热占 20%~30%。

4) 通过对压气机/涡轮中介承力框架中轴承—支承结构系统进行热分析,估计来自每个热源的产热量,并通过改进轴承—支承结构系统中包含的多种密封结构(篦齿封严、石墨圆周密封、刷式封严、端面密封等)的组合设计方式提高对轴承—支承结构冷却的有效性。

### 参 考 文 献

[1] KLINGSPORN M. Advanced transmission and oil system

- concepts for modern aero-engine[C]// 2004 ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, & Air. US: ASME, 2004: 1-6.
- [2] FLOUROS M. Oil pumping in high speed and high loaded ball bearings[C]// 2004 ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, & Air. US: ASME, 2004: 7-11.
- [3] HART K. Basic architecture and sizing of commercial aircraft gas turbine oil feed systems[C]// 2008 ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, & Air. US: ASME, 2008: 1-7.
- [4] 李健, 刘志全, 袁培益. 航空发动机轴承腔热状态分析模型及温度场计算[J]. 航空动力学报, 1999, 14(3): 242-246.  
LI Jian, LIU Zhiquan, YUAN Peiyi. Thermal analysis models and temperature field calculation of bearing oil cavity in an aero-engine[J]. Journal of Aerospace and Power, 1999, 14(3): 242-246. (in Chinese)
- [5] 葛治美, 韩振兴, 张恩和, 等. 航空发动机轴承腔热分析计算[J]. 航空动力学报, 2005, 20(3): 483-486.  
GE Zhimei, HAN Zhenxing, ZHANG Enhe, et al. Thermal analysis of aero-engine bearing compartment[J]. Journal of Aerospace and Power, 2005, 20(3): 483-486. (in Chinese)
- [6] 刘振侠, 黄生勤, 吕亚国, 等. 航空发动机润滑系统通用分析软件开发[J]. 航空动力学报, 2007, 22(1): 12-17.  
LIU Zhenxia, HUANG Shengqin, LYU Yaguo, et al. General analysis software of aero-engine lubrication system design[J]. Journal of Aerospace and Power, 2007, 22(1): 12-17. (in Chinese)
- [7] 苏壮, 毛宏图, 郁丽, 等. 航空发动机轴承腔换热特性研究[J]. 航空发动机, 2015, 41(6): 28-32.  
SU Zhuang, MAO Hongtu, YU li, et al. Research of heat transfer characteristics for aero-engine bearing cavity [J]. Aeroengine, 2015, 41(6): 28-32. (in Chinese)
- [8] 苏壮, 李国权. 航空发动机主轴承热分析边界条件处理方法[J]. 航空发动机, 2015, 41(3): 72-76.  
SU Zhuang, LI Guoquan. Boundary condition processing method of aero-engine main bearing thermal analysis [J]. Aeroengine, 2015, 41(3): 72-76. (in Chinese)
- [9] 潘迎, 高文君, 李坤, 等. 基于有限单元热网络法的航空发动机主轴承热分析[J]. 推进技术, 2021, 42(1): 149-155.  
PAN Ying, GAO Wenjun, LI Kun, et al. Thermal analysis of main shaft roller bearing for aero-engine by finite element based thermal network method [J]. Journal of Propulsion Technology, 2021, 42(1): 149-155. (in Chinese)
- [10] 徐峰, 马艳红, 张力, 等. 航空发动机承力系统抗变形能力评估[J]. 航空动力学报, 2016, 31(8): 1921-1928.  
XU Feng, MA Yanhong, ZHANG Li, et al. Non-deformability evaluation of aero-engine's case[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(8): 1921-1928. (in Chinese)
- [11] 马艳红, 曹冲, 李鑫, 等. 航空发动机承力系统结构效率评估方法[J]. 航空动力学报, 2016, 31(2): 274-281.  
MA Yanhong, CAO Chong, LI Xin, et al. Assessment method of structural efficiency on bearing system in aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(2): 274-281. (in Chinese)
- [12] GANINE V, HILLS N, MILLER M, et al. Implicit heterogeneous 1D/2D coupling for aero-thermo-mechanical simulation of secondary air systems[C]// ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. US: ASME, 2015: 1-11.
- [13] GIUNTINI S, ANDREINI A, FACCHINI B, et al. Transient 2D FEM-fluid network coupling for thermo-mechanical whole gas turbine engine simulations: modelling features and applications[C]// 2020 E3S Web of Conferences. US: IEEE, 2020: 10012-10028.
- [14] AMIRANTE D, ADAMI P, HILLS N J. A multifidelity aero-thermal design approach for secondary air systems[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2021, 36: 836-841.
- [15] YANG X, JIAN M, DONG W, et al. Simulation of the secondary air system of turbofan engines: insights from 1D-3D modeling [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2023, 36: 231-245.
- [16] WANG L, MAO J, SONG W, et al. Multi-scale simulation model of air system based on cross-dimensional data transmission method [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2023, 36: 157-174.
- [17] LEBECK A O. Principles and design of mechanical face seals[M]. New York: Wiley-Interscience, 1991.
- [18] RESHETOV D N. Machine parts [R]. Mashinostroenie: Bone Brigade, 1989.
- [19] MILLWARD J A, EDWARDS M F. Windage heating of air passing through labyrinth seals[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118: 414-419.
- [20] PETRUSEVICH A I. Principal conclusions from contact-hydrodynamic theory of lubrication [R]. US: Associated Technical Services, 1951.

(编辑:丛艳娟)