

DOI:10.15923/j.cnki.cn22-1382/t.2018.3.09

# 润滑供油压力对涡轮增压器转子稳定性影响

辛易达

(大连民族大学 机电学院, 辽宁 大连 116600)

**摘要:** 利用 FLUENT 求解浮环轴承的润滑油膜的有限元仿真模型, 分析供油压力对浮环轴承润滑特性的影响, 进而分析了浮环轴承对涡轮增压器转子稳定性的影响。结果表明, 浮环轴承内外油膜均有明显的发散区和收敛区, 提高润滑压力能够有效改善内外油膜的润滑性能, 转子的固有频率取决于系统的参数和转子的转速。

**关键词:** 涡轮增压器; 转子稳定性; 润滑系统; FLUENT

**中图分类号:** TP 212.14     **文献标志码:** A     **文章编号:** 1674-1374(2018)03-0261-06

## Influence of oil supply pressure of lubrication system on the stability of turbocharger rotor

XIN Yida

(Electrical and Mechanical College, Dalian Nationalities University, Dalian 116600, China)

**Abstract:** The finite element model of lubricating oil film of floating ring bearing is built with FLUENT to analyze the influence of the oil supply pressure on the lubrication characteristics of the floating ring bearing, and accordingly the effect of the floating ring bearing on the stability of the turbocharger rotor. The results indicate that there are obvious diverging and convergent zones at both the inner and outer oil films of the floating ring bearing. lubrication pressure can effectively improve the lubrication performance of internal and external oil film, and the natural frequency of the rotor depends on the parameters of the system and the rotational speed of the rotor.

**Key words:** turbocharger; stability of the turbocharger rotor; lubrication system; FLUENT.

### 0 引言

涡轮增压器的应用越来越广泛,但其高故障率已成为人们关注的焦点。有数据显示<sup>[1-3]</sup>, 润滑与冷却故障引起的转子失稳在涡轮失效故障中占比约为 70%, 这也引起了相关学者的重视和研

究。文献[4]用 CFD 方法对浮环轴承三维油膜力进行了仿真分析, 但并没有考虑到内外膜油孔对油膜压力分布的影响; 文献[5]使用 CFD 方法研究了油孔旋转时浮环轴承载荷的变化和浮环油孔流量的变化; 文献[6]基于短轴承理论对涡轮增压器转子进行了离散化建模和数值仿真, 研究了浮

收稿日期: 2018-04-10

作者简介: 辛易达(1989—), 男, 汉族, 辽宁大连人, 大连民族大学助理工程师, 硕士, 主要从事发动机燃烧和排放研究, E-mail: xinyida5@163.com.

环轴承环速比和偏心率对转子系统失稳的影响。文献[6]用辛子空间迭代法建立了涡轮增压器转子有限元模型,计算得出转子系统的临界转速,文中基于CFD软件对浮环轴承润滑特性进行了深入分析,并考虑了油孔的影响,同时,分析了浮环轴承对涡轮增压器转子稳定性的影响。

## 1 浮环轴承稳定旋转的条件

当浮环与轴颈同向异步旋转时,浮环的运动方程为:

$$I_r \frac{d\omega_o}{dt} = M_i - M_o \quad (1)$$

式中: $I_r$ ——浮环的转动惯量;

$\omega_o$ ——浮环角速度;

$M_i, M_o$ ——分别为摩擦力在浮环内外表面所产生的摩擦力矩。

浮环稳定旋转时,有

$$\frac{d\omega_o}{dt} = 0 \quad (2)$$

于是

$$M_i - M_o = 0 \quad (3)$$

忽略浮环自重,根据力的平衡条件,浮环内外表面所受油膜力大小相等,即

$$F_i - F_o = 0 \quad (4)$$

式中: $F_i, F_o$ ——分别为内外油膜对浮环表面的油膜力。

这里为后面FLUENT仿真提供了判断浮环轴承是否进入稳定旋转的依据,即浮环内外表面所受摩擦力矩相等。

假定浮环与轴颈的转速比为恒定<sup>[8]</sup>:

$$\frac{\Omega}{\Omega_j} = \frac{\Omega_R}{\Omega_j} = \frac{1}{1 + \frac{\mu_o R_o^3 L_o C_i}{\mu_i R_i^3 L_i C_o}} \quad (5)$$

式中: $C$ ——浮环与轴颈、轴瓦最大间隙;

$\mu$ ——润滑油粘度;

$R$ ——半径;

$\Omega$ ——转速;

$L$ ——油膜宽。

## 2 浮环轴承润滑油膜的有限元分析模型建立

研究分析的对象是轴承的流体区域,包括:轴瓦上的润滑油供油孔、内外两层油膜以及连接两层油膜的浮环轴承油孔。由于油膜的厚度很薄,

为微米级,若在CATIA或其它三维建模软件中建模,并转化为STP格式导入前处理软件ICEM中,几何模型会发生失真,因此直接在ICEM中建立几何模型并划分网格。这里采用非结构化网格进行划分,网格划分后即建立起浮环轴承的有限元模型,如图1所示。

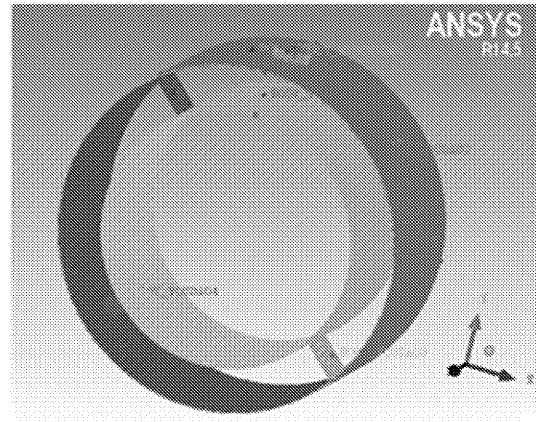


图1 浮环轴承有限元模型

网格划分完成后导出为FLUENT可以识别的MESH文件。

FLUENT求解参数设置。采用压力基分离求解器,这种求解器以动量和压力为基本变量,压力修正和动量方程顺序求解,需要的内存少,求解过程灵活,适用范围广。采用层流模型,材料设置为液体,密度 $960 \text{ kg/m}^3$ ,  $40^\circ\text{C}$ 时的粘度为 $0.024 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ,操作环境为默认的大气压。边界条件设置如下:进口和出口均为压力边界,出口压力为大气压。内膜的内壁、外壁和外膜的内壁设置为旋转壁面。

采用非定常计算,求解时监控出入口流量和残差曲线,需要注意的是,只有残差收敛不能表示计算收敛,还需符合物理条件,这里选择出入口流量守恒。计算完成后检查浮环轴承的内外壁所受力矩是否平衡,否则调整转子转速重新计算。

调整浮环转速的方法是,若内壁力矩小于外壁力矩,表示浮环转速过快,需要降低旋转速度,反之亦然。

## 3 供油压力对浮环轴承润滑特性的影响

给定轴颈转速为 $10\,000 \text{ r/min}$ ,分别改变供油压力为 $0.2, 0.4, 0.6 \text{ MPa}$ ,计算得出的供油压力为 $0.2 \text{ MPa}$ 时,浮环轴承油膜压力云图如图2~图5所示。

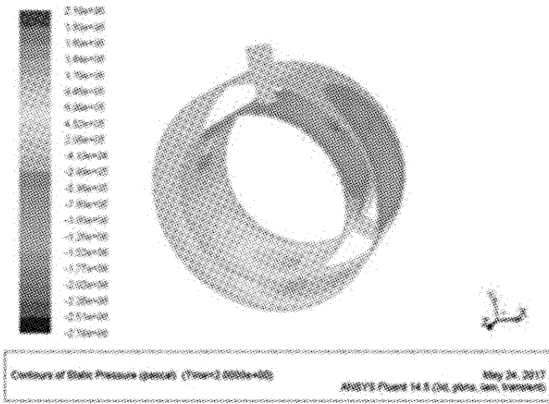


图 2 0.2 MPa 压力云图

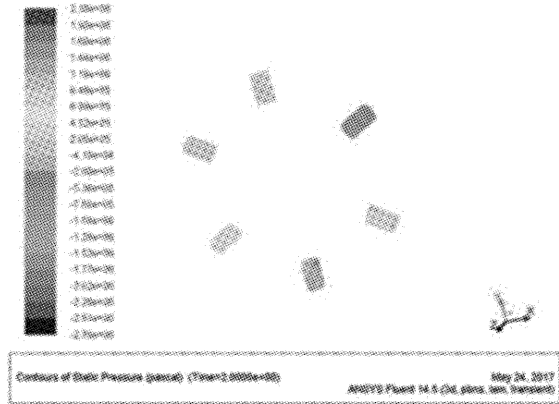


图 3 0.2 MPa 油孔压力云图

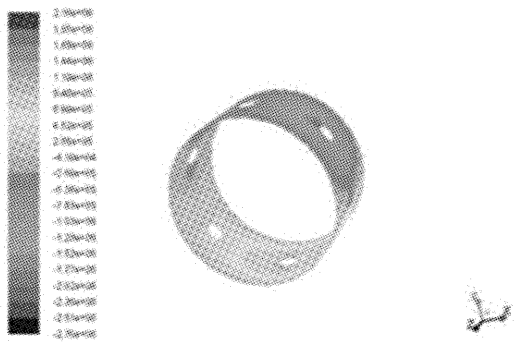


图 4 0.2 MPa 内油膜压力云图

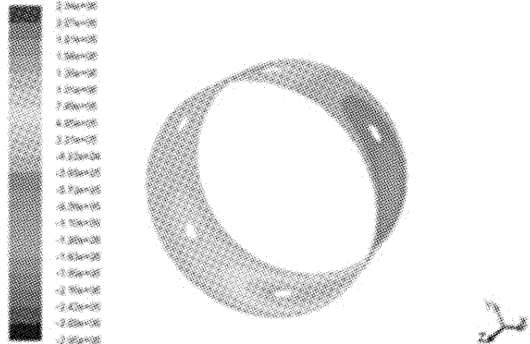


图 5 0.2 MPa 外油膜压力云图

从图中可以发现，内外油膜有明显的收敛区和发散区，收敛区为正压，发散区为负压，这是油膜的空化现象，即发散区油膜不连续造成的<sup>[9-10]</sup>。最大压力发生在收敛区的油孔处，六个油孔的压力受油孔所在处油膜压力值的影响。供油孔处的

压力等于进油压力。浮环转速为 2 580 r/min，内油膜端泄量为 0.009 kg/s，外油膜端泄量为 0.045 kg/s。

供油压力为 0.4 MPa 时的油膜压力云图如图 6~图 9 所示。

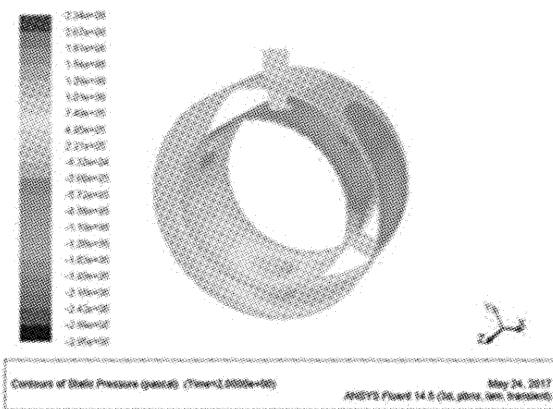


图 6 0.4 MPa 压力云图

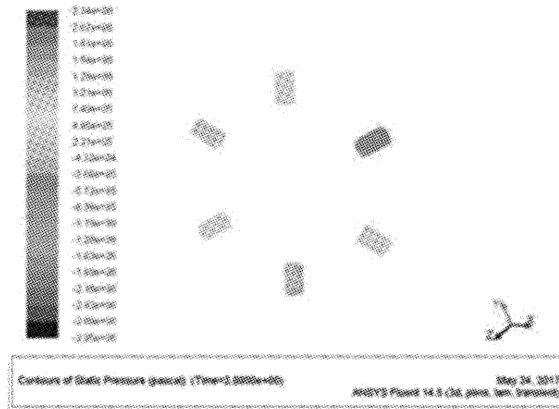


图 7 0.4 MPa 油孔压力云图

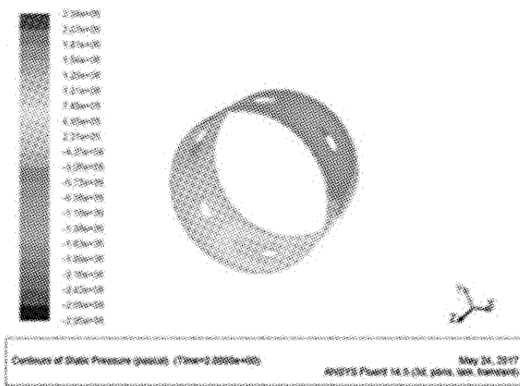


图 8 0.4 MPa 内油膜压力云图

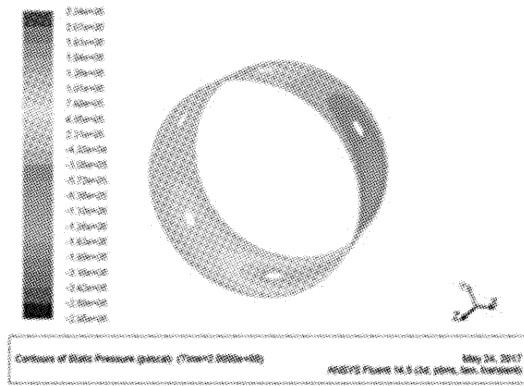


图 9 0.4 MPa 外油膜压力云图

与供油压力为 0.2 MPa 时相比较,供油孔及其附近的油膜压力较大。内外油膜的收敛区和发散区压力均有提高,尤其是外油膜更加明显,而内膜的变化相对较小。浮环转速为 2 596 r/min,内

油膜端泄量为 0.011 kg/s,外油膜端泄量为 0.069 kg/s。

供油压力为 0.6 MPa 时的油膜压力云图如图 10~图 13 所示。

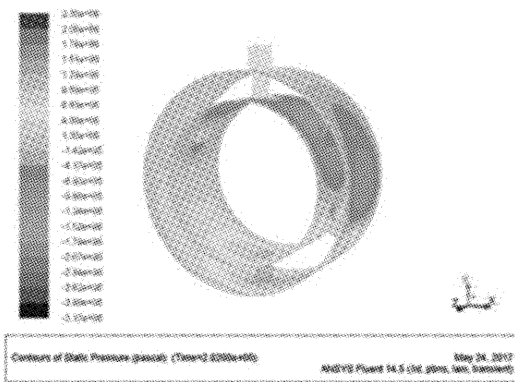


图 10 0.6 MPa 压力云图

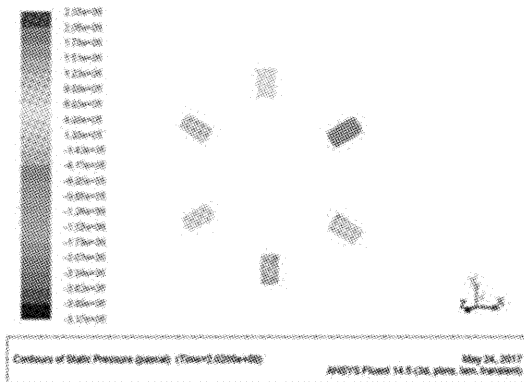


图 11 0.6 MPa 油孔压力云图

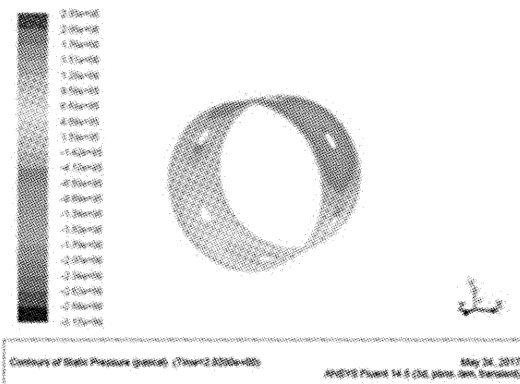


图 12 0.6 MPa 内油膜压力云图

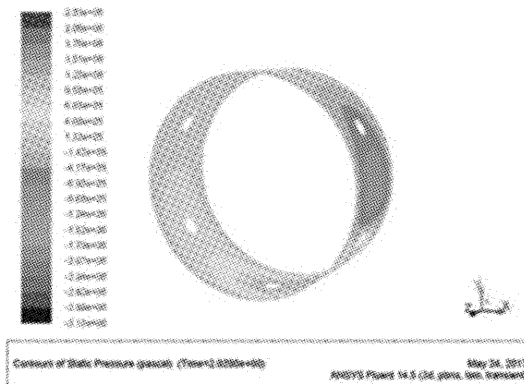


图 13 0.6 MPa 外油膜压力云图

与供油压力为 0.2 MPa 和 0.4 MPa 时相比较,依旧是供油孔及其附近的油膜压力最大。内外油膜的收敛区和发散区压力均有较为明显的提高,此时的浮环转速为 2 615 r/min,内油膜端泄

量为 0.069 kg/s,外油膜端泄量为 0.09 kg/s。

当供油压力分别为 0.2、0.4、0.6 MPa 时的轴承端泄量和环速比分别见表 1 和表 2。

表1 不同供油压力时的端泄量

| 供油压力/<br>MPa | 外油膜端泄量/<br>(kg/s) | 内油膜端泄量/<br>(kg/s) |
|--------------|-------------------|-------------------|
| 0.2          | 0.045             | 0.009             |
| 0.4          | 0.069             | 0.011             |
| 0.6          | 0.090             | 0.069             |

表2 不同供油压力时的环速比

| 供油压力/MPa | 环速比   |
|----------|-------|
| 0.2      | 0.258 |
| 0.4      | 0.259 |
| 0.6      | 0.261 |

从表1可知, 供油压力相同时外油膜端泄量总是大于内油膜, 当供油压力增加时, 内外油膜的端泄量也随之增加, 尤其是内油膜的端泄量增加的更快。可见高的供油压力可以改善油膜的润滑情况, 抑制内油膜贫油现象的出现, 从而使浮环轴承旋转的稳定性增加。

表3 转子材料系数

| 零件    | 材料          | 弹性模量/GPa | 密度/(kg/m <sup>3</sup> ) | 泊松比  |
|-------|-------------|----------|-------------------------|------|
| 压气机叶轮 | 铝合金         | 72       | 2 680                   | 0.33 |
| 涡轮机叶轮 | K418 镍基铸造合金 | 176      | 8 000                   | 0.30 |
| 轴     | CrMo4       | 200      | 7 820                   | 0.30 |

使用坎贝尔图可以方便得出临界转速, 求解模态及坎贝尔图时, 考虑陀螺效应, 开启陀螺效应选项, 给定轴的转速为 8 000 rad/s。轴承刚度为  $10^7$  N/m 的坎贝尔图如图 14 所示。

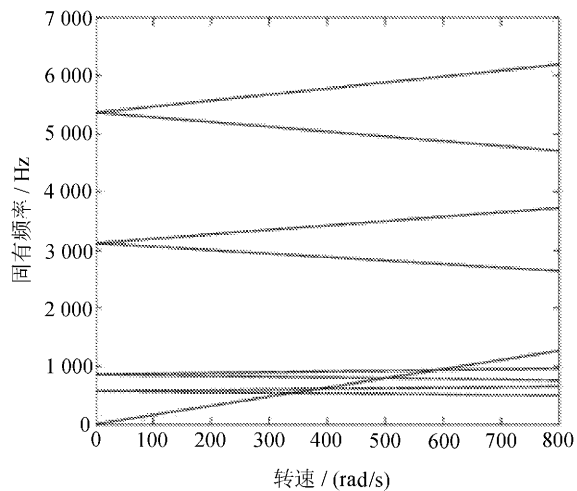


图 14 坎贝尔图

从表2可知, 随着供油压力的增加, 浮环转速比也在缓慢增加, 可以减小浮环轴承运行时的摩擦功耗, 提高涡轮增压器的效率。

#### 4 浮环轴承动力特性对转子稳定性的影响

采用 ANSYS 对涡轮增压器转子进行仿真分析, 在 SolidWorks 中建立转子的简化三维模型, 浮环轴承可以由弹簧单元近似代替。不同的供油压力会影响到浮环轴承的刚度, 其他条件相同时, 浮环的偏心率会随着供油压力的提高而增大, 从而增大浮环轴承的刚度。浮环的真实刚度系数与油膜特性、转速、轴承材料特性等因素有关。确定其刚度系数常用两种方法<sup>[10]</sup>: 1) 通过试验来确定; 2) 直接采用经验值, 或参考他人的经验数据。为了研究润滑系统对转子运动特性的影响, 可以设置轴承刚度, 计算系统的临界转速, 考察工作转速是否在临界转速附近, 从而判断在该润滑条件下转子运转是否稳定。

在 ANSYS 中, 根据表3设置材料属性。

从图中可以看出, 正进动与负进动固有频率成对出现。其中正进动曲线斜率为正, 表示随转速升高固有频率升高, 反进动为负, 表示随转速升高固有频率降低。射线为一倍频曲线, 一般取射线与正进动曲线的交点为临界转速点, 得出各阶临界转速见表4。

表4 临界转速

| 阶次 | 临界转速/(r/min) |
|----|--------------|
| 一阶 | 32 000       |
| 二阶 | 55 000       |

#### 5 结语

基于 CFD 软件对浮环轴承的润滑特性进行了研究, 分析了浮环轴承对转子稳定性的影响, 利用 FLUENT 软件对浮环轴承双油膜进行了有限元建模求解。使用 FLUENT 自带后处理功能对

其做了后处理,得到油膜压力分布云图、浮环转速和轴承端泄量,分析发现:

1)浮环轴承内外油膜均有明显的发散区和收敛区。发散区会因为空化现象而呈现较高的负压。随着供油压力升高,浮环轴承油膜的压力分布普遍提高,这在外油膜表现的更明显,但最大压力基本稳定。

2)在其它条件相同的情况下,外油膜端泄量是内油膜的5~6倍。供油压力的提高会增加轴承端泄量,尤其是内油膜增加的更为明显,这样一来润滑油的消耗量提高,但可以很好地改善内油膜的润滑条件,从而使浮环轴承润滑特性和运转稳定性得到改善。

3)随着供油压力的增加,浮环转速比也有所增加,降低了浮环轴承运行时的摩擦功耗,提高涡轮增压器的效率。

同时,利用 ANSYS 软件对涡轮增压器转子进行分析,发现转子的固有频率取决于系统的参数和转子的转速。

#### 参考文献:

- [1] 张扬军,张树勇,徐建中.内燃机流动热力学与涡轮增压技术研究[J].内燃机学报,2008,26(z1):90-95.
- [2] 张子辰,孙模师,刘洪德.涡轮增压器工作原理及失效模式分析[J].内燃机与动力装置,2008,103(1):33-36.
- [3] 牟文凯,徐小力,吴国新.机车涡轮增压器状态监测和故障诊断方法研究[C]//中国机械工程学会第八届全国设备与维护工程学术会议论文集.北京:中国机械工程学会,2009:557-558.
- [4] 郑惠萍,彭立强.基于 Fluent 涡轮增压器浮环轴承三维油膜力的仿真[J].汽车科技,2016(1):7-11.
- [5] 朱磊,魏道高,史伟.考虑浮环支承的涡轮增压器转子系统动力学行为研究[J].汽车科技,2013(6):26-32.
- [6] 殷劼.基于 ANSYS 的涡轮增压器转子系统动力学特性研究[D].太原:中北大学,2014.
- [7] 廖爱华,隋永枫,吴昌华.增压器转子一支承系统的临界转速计算分析[J].机械设计与制造,2009(6):77-79.
- [8] Andres L. S., Kerth J. Thermal effects on the performance of floating ring bearings for turbochargers [J]. J. Eng. Tribol., 2004, 218: 437-450.
- [9] 宋寅,李雪松,顾春伟.考虑油孔旋转的浮环轴承的载荷流量特性研究[C]//中国工程热物理学会流体机械2009年学术会议论文集,2010,31:15-18.
- [9] 安晓卫,王学永.涡轮增压器转子系统的临界转速研究[J].机械设计,2015,32(2):75-78.
- [10] 辛易达.增压柴油机余热利用涡轮发电系统研究[J].长春工业大学学报,2017,38(6):616-624.