

文章编号: 1000-8055(2009)05-1171-06

微型涡喷发动机转子系统设计

陈 巍, 杜发荣, 丁水汀, 李云清

(北京航空航天大学 交通科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 以某微型涡喷发动机为研究对象, 研究并实践了微型涡喷发动机转子系统设计过程与方法. 首先, 介绍了发动机及转子系统结构, 综述了转子系统设计原则. 并从轴承选用、转子动力学特性、振动控制技术、转子动平衡和轴承失效形式等方面重点分析了转子系统的设计过程. 课题研究内容为进一步提高国内微型涡喷发动机设计水平提供经验依据.

关 键 词: 设计; 微型涡轮喷气发动机; 转子; 轴承; 振动

中图分类号: V263.4

文献标识码: A

Design of rotor system for micro turbine jet engine

CHEN Wei, DU Fa-rong, DING Shui-ting, LI Yun-qing

(School of Transportation Science and Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A micro turbine jet engine, as a research object, was studied in order to conduct the design process and methods of micro turbine jet engine rotor system. Firstly, this paper introduced the engine and its rotor system structures, generalized the design principles of rotor system, and then emphasized the design process of rotor system from bearing choices, rotor dynamic characteristics, vibration absorber techniques, rotor dynamic balance and bearing failure formats. These design experiences can be references for improving design ability of domestic micro turbine jet engine.

Key words: design; micro turbine jet engine; rotors; bearings; vibration

微型涡轮喷气发动机具有能量密度高、推重比高、体积小、结构简单、工艺水平要求高等特点, 是军事领域常用的动力装置, 如: 无人机、靶机、导弹等, 高级航模也用做动力装置. 在民用领域主要用作小型发电装置、医疗器械等. 国外相关设计技术成熟, 已在军事领域广泛应用, 目前主要做民用领域的推广, 并开始了超微发动机的探索. 如麻省理工学院和斯坦福大学从事的直径 1 cm 和 4 cm 的发动机^[1]. 国内对微型涡喷发动机的探索始于近几年. 北航研制的某微型涡喷发动机已进入性能试验阶段, 将对发动机的各工况性能指标和结构可靠性做进一步考核.

1 发动机结构

图 1 是发动机整机纵剖图. 按气流流动方向依次经过前导流罩整流, 经单级离心式压气机叶轮扩压进入扩压器, 经扩压、整流后进入燃烧室, 油气混合后由火花塞点火燃烧. 高温、高压燃气经涡轮导向器整流、扩压, 推动单级轴流式涡轮旋转, 进而带动压气机旋转带入新的空气. 燃气进入尾喷管后降压、增速、产生推力. 轴套套在转轴外作为轴承座, 起支撑和传力作用, 并对轴及轴承起隔热保护作用. 表 1 列出了发动机相关参数.

收稿日期: 2008-10-14; 修订日期: 2008-12-29

基金项目: 国家“985”资助项目

作者简介: 陈巍(1980-), 男, 河北景市人, 博士生, 研究方向为转子动力学、振动与测试.

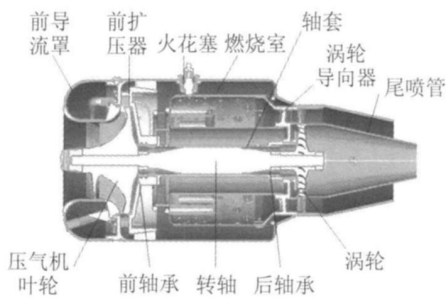


图 1 发动机机纵剖

Fig. 1 Engine section along axial direction

表 1 发动机参数

Table 1 Engine parameters

推力/ N	质量/ kg	外径/ mm	长度/ mm	油耗/ (g/min)	怠速/ (r/min)	最高转速/ (r/min)
245	2.0	131	294	640	36 000	100 000

图 2 是转子结构图,包括转轴、前轴承、后轴承、压气机叶轮、涡轮和前、后锁紧螺母。转子件轴向尺寸短,压气机叶轮和涡轮质量较轻,外悬臂端不会造成转轴横向弯曲,因此采用 0-2-0 支撑方式,也是微型航发转子系统常用的支撑形式。转轴满足强度要求时,中间段轴颈不用加粗。

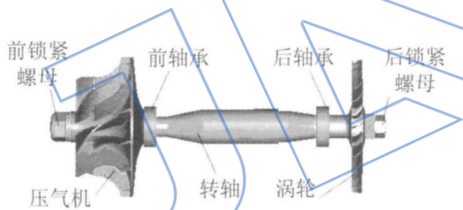


图 2 转子结构

Fig. 2 Rotor construction

2 转子系统设计

2.1 转子设计过程

航空发动机转子系统设计一般包括以下几方面:①确定临界转速。对高于最大工作转速和低于慢车转速的有害共振状态,转速裕度至少是 20 %。当设计工作转速不变时,通过改变转子或支撑的结构刚度达到调整临界转速的目的。②校核承压件结构强度。主要校核压气机叶轮和涡轮在热负荷和机械负荷联合作用下,能否满足强度要求。是影响整机可靠性和寿命的重要因素。③转子系统工作稳定性考核。这是影响整机可靠性的关键因素,主要包括两方面内容:一方面是由不平衡质量引起的强迫振动响应,即稳态响应或频率响

应,主要评价转子在工况转速下强迫振动水平,影响因素主要为剩余不平衡质量和振动控制水平;另一方面是系统对瞬态冲击的响应,即瞬态响应,包括转子质量丢失、瞬态碰磨力、飞行来流扭矩等。主要评价转子在随机瞬态力作用下抗失稳能力,可以通过涡动控制措施得到提高。转子失稳的主要表现是轴心轨迹发散,转定子碰磨等。④转子支撑(主要是轴承)的失效形式。轴承不仅影响转子系统动力学特性,也是整机中最容易失效的零件之一。因此,有必要考察轴承的失效形式和原因,进而提出有效预防措施,提高整机使用寿命。

根据上述转子设计过程,并结合某微型涡喷发动机设计、实验中已取得的成功经验,从轴承选用、临界转速、振动控制技术、转子动平衡和轴承失效形式等方面重点说明转子系统设计。

2.2 转子支撑

转子支撑系统包括轴承和轴承座。支撑系统不仅起支撑作用,更重要的是可以通过改变支撑刚度,达到调整转子临界转速的目的。工作状态下,转子、轴承、轴承座形成结构刚度串联,使得系统刚度低于自由状态下转子刚度,临界转速也随之降低。即 $1/k_{sys} = 1/k_{bearing} + 1/k_{support}$,其中 k_{sys} 是系统刚度, $k_{bearing}$ 是轴承刚度, $k_{support}$ 是轴承座刚度。

目前,微型涡喷发动机多使用高精度混合式陶瓷轴承,即轴承内外圈使用轴承钢,滚动体采用 Si_3N_4 ,侧面使用树脂密封片密封防尘。图 3 所示是 Ko Yo 公司制造的微型和超微型混合式陶瓷轴承。美国陶瓷轴承 $D \cdot N$ 值已达到 $2.6 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r/min}$ 且已形成产业化,研制中的轴承 $D \cdot N$ 值已达到 $4 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r/min}$ 。国产陶瓷轴承 $D \cdot N$ 值在 $2 \sim 2.2 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r/min}$ 左右。

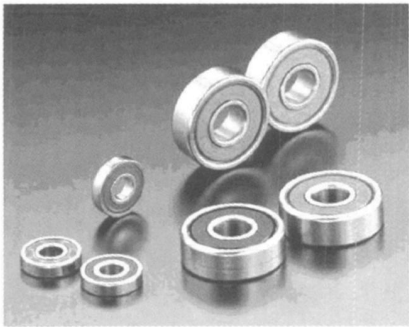


图 3 Ko Yo 制混合式陶瓷轴承

Fig. 3 Hybrid ceramic bearings made by Ko Yo

陶瓷材料的低密度、耐高温性、低热膨胀率、高硬度、高刚度、耐腐蚀等优点使其适合工作在微型涡喷发动机高温、高转速条件下(表 2、图 4^[2])。研究表明:陶瓷轴承的极限工作转速比钢制轴承高 15%;相同工作条件下混合式陶瓷轴承的使用寿命是钢制轴承的 4 倍;Si₃N₄ 累积损伤概率也远低于轴承钢。陶瓷材料密度是轴承钢的 40%,利于降低自身重量、旋转离心力和陀螺力矩。线膨胀率是轴承钢的 25%,利于减小轴承游隙,增强工作稳定性,降低工作中的冲击力。高硬度和高刚度利于减小滚动体变形,提高轴承径向刚度。因此,陶瓷轴承适合工作在高速轻载条件下。

表 2 Si₃N₄ 与轴承钢性能对比
Table 2 Performance contrast between Si₃N₄ and bearing steel

项 目	氮化硅	轴承钢
耐热性/ °C	800	180
密度/(g·cm ⁻³)	3.2	7.8
线膨胀系数/10 ⁻⁶ ·°C ⁻¹	3.2	1.25
硬度(HV)/MPa	15000	7500
弹性模量/GPa	320	208
泊松比	0.29	0.3
耐蚀性	良	不良
磁性	无磁性	无磁性

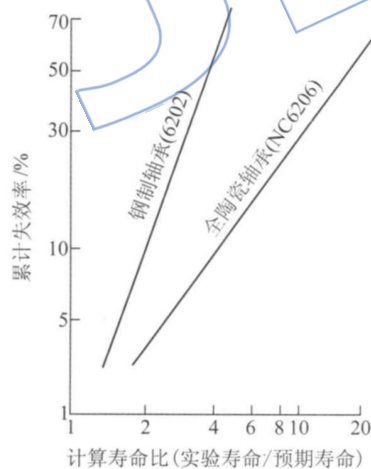


图 4 疲劳寿命试验结果
Fig. 4 Results of fatigue and life test

2.3 转子临界转速

确定转子自由状态和支撑状态下的固有频率,以此参考确定转子工作转速的大小。首先,利用有限元计算转子自由状态下的固有频率,图 5

为有限元模型。采用 8 节点六面体单元,压气机叶轮、涡轮与转轴间装配边界条件采取固结联结,求解齐次线性方程 $M\ddot{x} + Kx = 0$ 。其中, M 为系统质量矩阵, K 为刚度矩阵,求解方法采用 Lanczos 法。计算结果列于表 3,一阶临界转速在 61 000~63 900 r/min 范围内;二阶临界转速在 189 800~190 200 r/min 范围内。该发动机设计最高转速在 100 000 r/min,即 1 667 Hz,处于一、二临界之间,裕度充足。

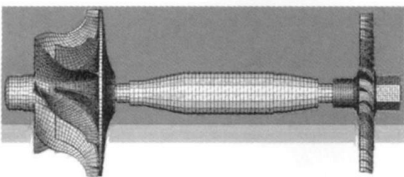


图 5 转子自由状态有限元模型
Fig. 5 Rotor finite element method model without restriction

表 3 自由状态固有频率
Table 3 Frequency in free mode

阶数	频率/ Hz	转速/(r/min)
一阶	1015.9	60954
	1019.5	61170
	1064.9	63894
二阶	3163.8	189828
	3170.5	190230

图 6 是弹性支撑下转子系统的有限元模型,包括了前后轴承和轴套。轴承内外圈采用弹簧单元模拟轴承刚度;轴承外圈与轴套采用刚体联接模拟支撑刚度,以减小模型近似误差。轴承内圈与转轴固结,外圈与轴套固结,轴承刚度值采用德国 Sonic 8000 发动机所用陶瓷轴承刚度 2×10^7 N/m 为依据^[3]。计算结果见表 4,一阶临界转速在 31 800 r/min 左右;二阶临界转速在 98 400~112 000 r/min 范围内;三阶临界转速在 150 000~170 000 r/min 范围内。

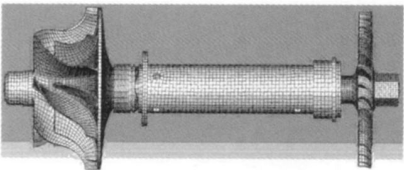


图 6 弹性支撑有限元模型
Fig. 6 Rotor finite element method model in elastic support

表 4 弹性支撑临界转速
Table 4 Critical rotating speed in elastic support

阶数	频率/ Hz	转速/ (r/ min)
一阶	530. 6	31 836
	531. 4	31 884
二阶	1 639. 4	98 364
	1 878. 1	112 686
	1 878. 9	112 734
三阶	2 502. 1	150 126
	2 509. 4	150 564
	2 830. 8	169 848

计算采用固结边界条件,使得联结刚度提高,计算结果要高于实际值.实验测得一临界为 490~500 Hz,二临界为 1 500 Hz 左右.计算得慢车转速与一临界裕度为 20.2%,最高转速与二临界裕度为 11.1%.后者裕度不到 20%,需要考察实际工作中的振动情况.

2.4 转子动平衡

转子不平衡质量是引发转子强迫振动的主要来源,发动机转速越高要求不平衡质量越小,即平衡精度越高.微型航空发动机动平衡要分别经过单件动平衡和整体动平衡.若不进行单件动平衡,工作时压气机、涡轮、轴承内圈和转轴之间一旦发生类似于爬行的相对运动,就会使各单件不平衡量引发的强迫振动叠加到转子振动中,容易造成转子进动发散,导致发动机碰磨或损坏.目前较实用的动平衡方法为影响系数法,且能达到较高的平衡精度^[4].表 5 列出了转子动平衡结果,剩余不平衡量均在 2 g·mm 以下.整体平衡后需对转子件相对相位做标记,既便于二次装配,也利于从相位变化了解受力情况.

表 5 转子动平衡结果
Table 5 Results of rotating balance of rotor

零件\结果	压气机端/ (mg·mm/ (°))	转轴/ (mg·mm/ (°))	涡轮端/ (mg·mm/ (°))
压气机叶轮	2 000 以下	-	-
涡轮	-	-	2 000 以下
转轴	-	2 000 以下	-
合件	45. 1/ 340	-	82. 1/ 252

2.5 转子振动控制

转子振动属于非线性振动,影响因素较多,不平衡质量、各种随机因素和弹性支撑在工作中的

变化等都会导致整机振动发生变化.转子一旦失稳轻则与定子件碰磨,短时间内影响工作稳定性;重则使零件碰磨损坏甚至失效.所以,有效控制转子振动,对保证发动机可靠性有重要意义.实验使用加速度传感器测振,实验台和传感器位置如图 7 和表 6 所示.采用 LMS830A 信号分析仪,采样频率为 4 096 Hz.

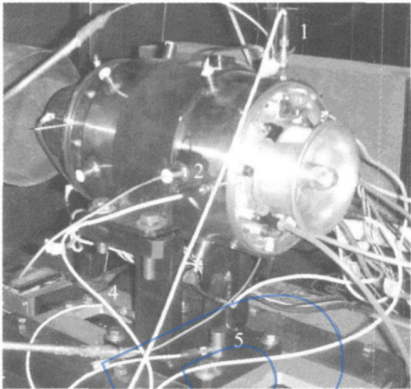


图 7 实验台架
Fig. 7 Test rig

表 6 传感器位置
Table 6 Sensors' location

传感器号	1	2	3	4	5
数采通道	2	3	5	6	7
测点位置	发动机 垂直	发动机 水平	发动机 轴向	支座 水平	支座 垂直

发动机在地面试车过程中,曾多次出现转定子碰磨损坏.在 78 000 r/ min 时,振动水平接近 250 g,转定子件碰磨,压气机叶轮碰磨后叶片外端材料堆积(图 8).经分析认为,转定子碰磨是由于转子进动失稳造成.针对该现象,利用自由安装式干摩擦片阻尼器,实验研究了转子涡动控制措施,该项技术已由北航申请发明专利.图 9 为减振结构原理图,在轴套和压气机端轴承间布置干摩擦片和弹垫.工作原理为:通过轴向预紧力使弹性垫圈产生初始变形,弹性回复力即为产生摩擦力所需的正压力.转子涡动时带动摩擦片和弹垫做横向位移,此时各摩擦片间产生相对运动,从而产生摩擦阻尼效果耗散振动能量.

实验证明,该技术可以有效降低转子振动,增强系统稳定性.减振结果如图 10 所示,在 92 000 r/ min 转速下最高振幅降至 76 g.整个时域范围内振动均匀、稳定,拆机检查,没有刮蹭现象.

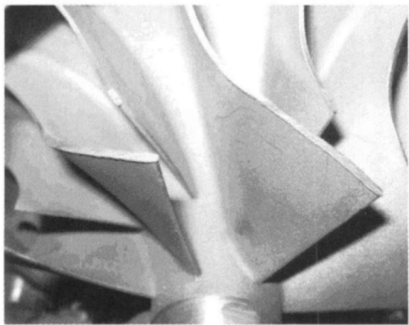


图 8 压气机叶片损坏

Fig. 8 Failure of compressor blades

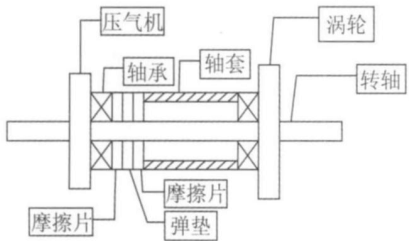


图 9 转子减振结构

Fig. 9 Vibration absorber structure of rotor

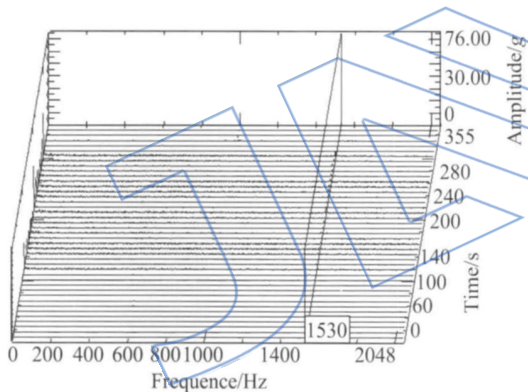


图 10 92000 r/min 振动瀑布图

Fig. 10 Vibration waterfall map at 92000 r/min

2.6 轴承失效形式分析

混合式陶瓷轴承在涡喷发动机高温、高速条件下的失效形式主要为保持架磨损和轴承热失稳^[5-10]。某微型涡喷发动机在累计试车近 1 h 后,轴承失效(图 11~图 13)。拆机检查发现前、后轴承外圈均有周向磨损痕迹,可能原因为:①轴承与轴承座装配过盈度不够;②因为轴承座为薄壁件,在热负荷及机械负荷作用下发生变形与轴承外圈发生不均匀磨损;③轴承座内圈存在圆柱度超差发生偏磨。后轴承颜色发蓝或褐色,呈退火迹象,说明热负荷严重。后轴承内圈整体呈蓝色,且轨道表面部分区域发黑、金属表层脱落露出内层金属光亮的颜色。说明轴承内圈在热负荷及接触应力

作用下发生热失稳而失效。因此轴承热负荷过大是需要进一步解决的问题。以下措施的有效性可供进一步验证:①调整轴承与轴承座过盈度,并兼顾装配难易程度;②改进轴承座结构,加入热阻环节,适当提高支撑刚度;③仔细检查零件形状误差,保证零件配合处一定要满足公差要求;④改进燃烧室结构,重新组织燃烧过程,降低涡轮端温度。

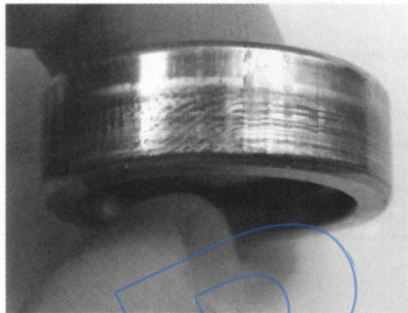


图 11 前轴承

Fig. 11 Front bearing

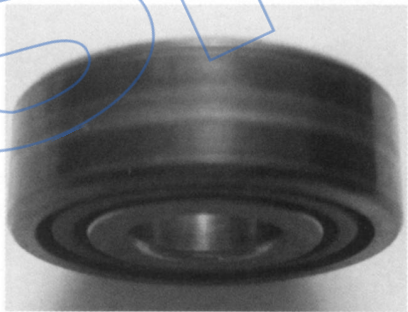


图 12 后轴承

Fig. 12 Rear bearing



图 13 后轴承内圈

Fig. 13 Inner ring of rear bearing

3 结 论

国内限于技术条件,在微型涡喷发动机领域

尚未取得全面详实的设计经验,往往以结构设计优化弥补材料、工艺上的缺陷.通过某微型涡喷发动机的研发经验得出以下结论:①基于微型发动机高速轻载的特点,即使临界转速裕度未达到20%,通过有效的振动控制措施仍可保证转子工作稳定性;②微型发动机后轴承热负荷严重,热失稳是混合式陶瓷轴承在此工作条件下主要的失效形式.寻找有效措施降低轴承热负荷,是目前微型涡喷发动机设计亟待解决的问题之一.

参考文献:

- [1] 黄国平,温泉,李博,等.微型涡喷发动机顶层设计研究[J].航空动力学报,2003,18(6):832-838.
HUANG Guoping, WEN Quan, LI Bo, et al. Top level design of micro turbine jet engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(6): 832-838. (in Chinese)
- [2] 张葵.陶瓷轴承的性能及发展动态[J].轴承,2002,(5):33-35.
ZHANG Kui. Performance and development of ceramic bearings [J]. Bearings, 2002, (5): 33-35. (in Chinese)
- [3] 唐云冰,罗贯火.厘米级微型发动机转子系统分析[J].航空发动机,2005,31(2):20-23.
TANG Yunbing, LUO Guanhua. Analysis of the rotor system of centimeter-level micro turbine engine [J]. Aero-engine, 2005, 31(2): 20-23. (in Chinese)
- [4] 章璟璇,唐云冰,罗贯火.最小二乘影响系数法的优化改进[J].南京航空航天大学学报,2005,37(1):110-113.
ZHANG Jingxuan, TANG Yunbing, LUO Guanhua. Improved least square influence coefficient methods [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2005, 37(1): 110-113. (in Chinese)
- [5] 王黎钦,李秀娟,古乐,等.涡喷发动机高温高速轴承失效机理及改进措施[J].机械科学与技术,2002,21(6),963-965.
WANG Liqin, LI Xiujuan, GU Le, et al. Failure mechanism and improvement measures of high-temperature and high-speed ball bearings for turbojet engine [J]. Mechanical Science and Technology, 2002, 21(6), 963-965. (in Chinese)
- [6] 黄国平,梁德旺,何志强.大型飞机辅助动力装置与微型涡轮发动机技术特点对比[J].航空动力学报,2008,23(2):383-388.
HUANG Guoping, LIANG Dewang, HE Zhiqiang. Comparison of technical characteristics of APU and micro turbine engines for large aircraft [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(2): 383-388. (in Chinese)
- [7] 《航空发动机设计手册》总编委会.航空发动机设计手册第19册[M].北京:航空工业出版社,2000:22-25.
- [8] 李振平,张金换,金志浩,等.碰摩转子轴承系统非线性动力学行为研究[J].航空动力学报,2004,19(2):179-183.
LI Zhenping, ZHANG Jinhuan, JIN Zhihao, et al. Study of the nonlinear behavior of a rotor-bearing system with rub-impact [J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(2): 179-183. (in Chinese)
- [9] 马晓秋,王亲猛,张锦,等.带干摩擦阻尼结构叶盘系统动力学分析[J].航空动力学报,2002,17(1):110-114.
MA Xiaochu, WANG Qinmeng, ZHANG Jin, et al. Dynamic analysis of bladed disc systems with vibrational dampers [J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(1): 110-114. (in Chinese)
- [10] 郭国凡,陈国志,涂孟黑.高速柔性转子动力特性分析与试验研究[J].航空动力学报,2006,21(3):563-568.
WU Guofan, CHEN Guozhi, TU Mengpi. Analysis and experimental study of the high speed flexible rotor dynamic behaviors [J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(3): 563-568. (in Chinese)