

弹用涡喷发动机润滑油系统动密封结构研究^{*}

刘艳梅¹, 李 东¹, 刘振德¹, 王黎钦², 古 乐², 齐毓霖²

(1. 航天科工集团公司 31 所, 北京 100074; 2. 哈尔滨工业大学 机械工程系, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 论述了某弹用涡喷发动机动密封结构工作原理及泄漏失效形式, 对润滑系统的动密封结构进行了密封元件的研制, 配合零件间隙的设计和台架模拟的试验研究, 掌握了该发动机动密封的磨损机理。台架试验结果证明了其动密封结构设计的合理性。

关键词: 涡轮喷气发动机; 润滑系统; 动密封; 金属密封件

中图分类号: V235.11 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2002) 01-0057-03

Structure of dynamic seal used in the lubricating system of a missile turbojet engine

LIU Yan-mei¹, LI Dong¹, LIU Zhen-de¹, WANG Li-qin², GU Le², QI Yu-lin²

(1. The 31st Research Inst., Beijing 100074, China;

2. Dept. of Mechanical Engineering, Harbin Inst. of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: The working mechanism of dynamic seal and the leakage failure of sealing system were discussed according to the structure of a missile turbojet engine. The development of the sealing units, fitting tolerance design and simulation bench tests of a special dynamic sealing system used in a missile turbojet engine were completed, and its wear mechanism was clarified. Test results showed that the structure design is correct.

Key words: Turbojet engine; Lubrication system; Dynamic sealing; Metallic seal

1 引 言

某涡喷发动机根据使用性能要求, 采用了一种动密封结构。它属旋转接触动密封^[1], 具有结构简单、可靠性高的特点, 只有在发动机工作时才起密封作用。由于发动机工作转速高, 润滑系统供油条件差, 因而磨损量大。为了保证发动机润滑油系统和气路系统良好的密封, 对配伍零件的材料、结构尺寸、间隙、磨损量等项目进行研究, 解决了涡喷发动机动密封结构中配合零件之间易磨损, 间隙合理性等难题。研究成果已应用在几种型号产品上, 对提高发动机结构的可靠性起到了重要作用。

2 动密封工作原理及泄漏失效

某涡喷发动机润滑系统共有 5 处采用动密封结

构, 在筒轴上有 4 处, 分布在前、后轴承室各 2 处, 涡轮轴 1 处。5 处都采用同样大小涨圈式金属密封元件, 其外形尺寸由转子轴颈尺寸和中心孔的大小决定。图 1 为密封元件装入发动机内工作简图, a 为闭口间隙; Δp 为压差; b 为转子与机匣的配合间隙; h 为密封环高度。为防止滑油非正常泄漏, 靠密封元件端面 and 密封元件外圆密封, 受压差的作用, 密封元件总是贴向转子轴颈槽内一侧, 该侧面即密封元件端面和轴颈端面形成封严面, 转子高速旋转时, 密封元件基本不动。当 Δp 有波动时, 外圆(桶面)与固定面形成线条密封, 可随时调节, 保持线密封, 同时侧面贴边也可保持有角度的密封或线密封。在气流的作用下端面形成了动与静的密封状态, 完成对润滑油的密封。

密封泄漏量的大小是评价密封性能的重要指标。

^{*} 收稿日期: 2001-04-18, 2001 年弹用吸气式发动机技术交流会推荐; 修订日期: 2001-06-15。

作者简介: 刘艳梅 (1958—), 女, 工程师, 研究领域为涡轮喷气发动机。

密封元件在密封时如果没有足够的压差,则环轴间隙处的泄漏量会很大;如果压差较大,虽暂时不会发生泄漏,但密封元件和配合表面的刮擦作用较强,长时间工作后会导致密封结构可靠性降低,影响正常工作。正常状况下泄漏仅产生于密封元件的切口间隙。

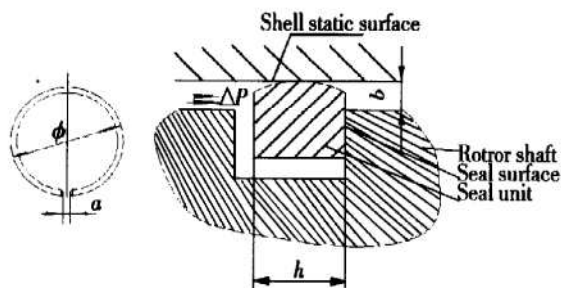


Fig. 1 Structural mechanism of dynastic seal

当密封介质为液体和气体时,泄漏量公式^[2]为

$$Q_l = \frac{a^3 b \Delta p}{12 \mu h} \times 10^6, Q_g = ab \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \times 10^6.$$

式中 a 为密封元件工作状态时切口的热间隙; b 为轴与壳体之间的半径间隙; h 为密封元件厚度; Δp 为密封元件两侧压差; μ 为液体动力粘度系数; ρ 为气体密度。

可见,密封泄漏量主要与间隙尺寸、密封元件两侧压力差以及液体粘度(或气体密度)有关。此涡喷发动机的两侧压力差不变,为了减少泄漏量,保证密封可靠,则应有适当的配合间隙,保持压力差和液体粘度(或气体密度)不变。

密封元件的材料为普通灰铸铁,要求有高性能、高强度的指标,还要有一定的耐磨性。当初在国内还没有此种密封元件在“无强润滑”条件下工作的应用实例。在研制中采用了独特的结构,沿用了内燃机活塞环行业的有关技术,成功地制造出满足要求的密封环^[3]。

3 配合间隙的确定

动密封结构配合间隙是一个重要因素,其大小决定发动机结构可靠性的高低,因而必须控制在合理范围内,才能保证不发生碰磨。涡轮轴处动密封结构受力图见图2。此处动密封结构受力情况比较复杂:转速高,温度高,压力高,润滑油少,很难形成油膜。间隙受零件热膨胀、松动的影响会发生变化,变小、变大直接影响发动机使用性能。发动机研制过程中曾出现涡轮转子轴颈与密封元件之间严重磨损,导致滑油泄漏,甚至密封元件失效^[4,5]。轴直径偏大或螺钉松

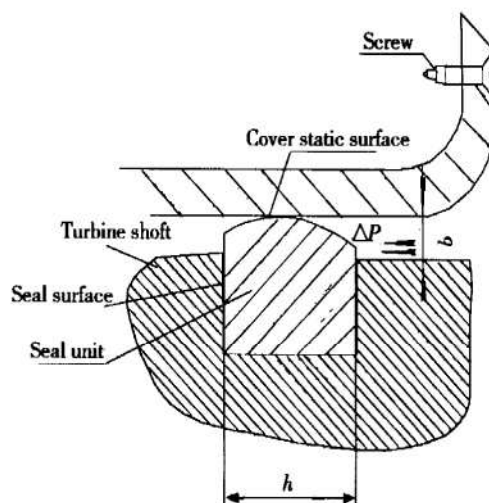


Fig. 2 Loads of dynastic seal structure nearby turbine shaft

动都会造成涡轮轴与端盖之间间隙偏小引发事故,其原因是配合间隙设计得不合理。

弹用涡喷发动机动密封结构配合间隙量应包括:发动机工作过程中轴承跳动、热膨胀、涡轮转子跳动引起的间隙减少量以及端盖安装偏心量,上述情况在设计中应充分考虑,否则会出现整机损坏的事故,发动机研制试验也证明了这一点。因此在原设计状态,涡轮轴的直径与端盖之间的间隙为 0.20mm,仅相当于现在设计状态间隙下限的 60%。经过发动机试车,出现 3 次轴与端盖碰磨,局部产生高温热点,使涡轮轴烧蚀磨损-局部熔化,熔化的涡轮轴熔渣与端盖局部粘接,加速涡轮轴磨损。由于滑油的冷却作用,密封元件和端盖处温度较低,使熔化的有色金属磨屑在密封元件后端面及端盖内径上重新结晶,摩擦-烧熔-再结晶-磨削。这一过程不断发展,导致涡轮轴直径减小直到断裂。现在设计状态涡轮轴的直径与端盖之间的间隙增大了一定量,发动机按上述修改设计要求重新装配,经试车证明,性能符合设计要求,振动较以前均有明显改善,没有出现上述故障,飞行试验也已证明了这一点。

4 模拟台架试验及分析

高速接触式密封在运转时会产生一定的磨损,为了准确掌握磨损规律,验证设计的合理性,对密封元件的结构设计、动密封结构配合间隙的设计进行模拟工况下的试验验证,做了大量试验研究。

4.1 试验设备及试验装置

试验台为专门设计的高转速部件试验台,结构尺

寸、试验条件和试验过程完全按照发动机真实情况执行。主要由电气控制柜、增速机构、测振系统、润滑系统、气路系统、加温系统、密封部件和动力头部件等组成。能模拟发动机的转速、润滑油温度、润滑油压力及气体封严压力和密封安装误差等,试验过程完全模拟发动机地面试车状态及开车程序;试验件模拟发动机后轴承处一段结构尺寸,加工涡轮轴、筒轴、中介机匣试验件,其余的试验件是真实的发动机零件。

4.2 试验与分析

试验工况参数包括压力、温度、转速、表面加工质量和安装精度、润滑油性能以及配对材料性能等,试验包括两方面内容:

(1) 磷化密封元件 10 h 寿命试验。试验件中三个密封元件均采用磷化处理,涡轮轴及筒轴结构尺寸均为发动机设计结构尺寸,总开车时间为 10 h 20 min。设置滑油压力 0.15 MPa~0.2 MPa,气压开始为 0.1 MPa,经过 4 h 的试车,密封元件没有磨损,见图 3(a)。后将气压提高到 0.4 MPa,经过 3 h 15 min 试验,密封元件磨损严重,筒轴、涡轮轴局部过热,端面有黑印现象,与发动机试验中出现的问题基本相同,见图 3(b)。再将气压调到与发动机工作压力相同,又经过 3 h 5 min 试验,磨损状态未见加重,此时密封元件仍可以继续使用。造成密封元件磨损的主要原因是气压大、流速快,将滑油带走快,使密封面油膜很难建立,密封元件在无油或油少时与配合面干摩擦,摩擦升热产生局部过热或黑印。

(2) 验证配合间隙的正确性。试验轴分两种尺寸,一种直径较正常值偏大,另一种偏小,其余所有设备、参数及其它试验件均与上相同。

试验状态 1——轴直径偏大导致径向密封间隙

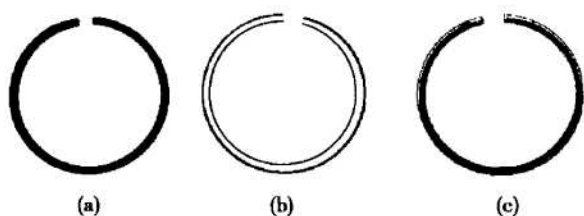


Fig. 3 Compared results of seal ring through different tests

- (a) Unworn seal ring; (b) Badly worn seal ring;
(c) Welded seal ring while shaft stuck

偏小,且人为将端盖偏心 0.05 形成配合,试车直接升速至 15 000 r/min,油气正常,后直接升速至巡航转速,2 min 后发生抱轴。分解后发现,试验轴颈与端盖焊死,见图 3(c)。

试验状态 2——轴直径偏小导致径向密封间隙偏大,同样人为将端盖偏心 0.05,试车直接升速至 15 000 r/min,油气正常,后直接升速至巡航转速,共运行 14 min,试车正常。再将端盖偏心量加大到 0.08,试车直接升速 18 000 r/min,后直接升速至巡航转速,共运行 40 min,试车正常。分解后检查,试验件轴、端盖无磨损现象。

由此可见,动密封间隙不能过小。密封间隙过小使得密封结构对由于安装、加工和振动导致的间隙变小,十分敏感,严重时会导致发动机主轴抱死等重大事故;但间隙也不能过大,过大将影响封油封气的效果。因此动密封结构的配合间隙设计对发动机的可靠性影响特别大。

5 结 论

弹用涡喷发动机润滑系统动密封结构是发动机结构设计中的一项关键内容。通过对某弹用涡喷发动机润滑系统动密封结构的台架试验和发动机地面试车,证明了研制的密封元件、寿命和可靠性已达到国外同类产品的水平,具有很好的封油、封气效果。经过调整的配合间隙是合理的,保证了动密封结构密封性能好、磨损小,对涡喷发动机系统可靠性提高提供了可靠的保证,其设计和生产制造均为国内首创,并首次成功地应用于弹用涡喷发动机中。

参考文献:

- [1] 马先贵编. 润滑与密封[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985.
- [2] 彭拾义. 旋转密封装置[M]. 北京: 国防工业出版社, 1976.
- [3] 刘艳梅, 孙扬, 宋鸿达. 某涡喷发动机密封环研制[J]. 推进技术, 1999, 20(6).
- [4] Leefe S E, Hobson R M, Nau B S. An experimental study of high-speed mechanical seal stability[J]. *Lubrication Engineering*, 1994, 50(2).
- [5] Greiner H F, Bussick F P. Mechanical sealing for transfer fluids[J]. *Lubrication Engineering*, 1996, 52(4).