

补燃发动机涡轮泵轴向力平衡系统研究

黄智勇, 逯婉若, 李惠敏
中国航天科技集团公司第六研究院十一所

摘 要: 针对补燃发动机涡轮泵的工作特点, 本文就平衡活塞的结构、平衡能力和反应灵敏度进行了研究。确定了平衡活塞能力的计算方法与涡轮泵装配时的调整方法。经过涡轮泵组件单项试验的验证和发动机不同试车工况的整机热试车考验, 涡轮泵轴向力平衡系统的调整和计算与试验吻合, 完全满足发动机要求。

关键词: 涡轮泵; 轴向力平衡系统; 平衡能力; 试验验证
中图分类号: V434 **文献标识码:** A **文章编号:** (2004)02-0001-05

1 引言

补燃循环系统的发动机涡轮泵中泵的出口压力一般情况下都比较高, 主轴上零组件中只要存在较小的不平衡面积就可能产生很大的轴向力。涡轮通常采用效率比较高的低压比、大流量反力式结构。因此在工作时由于涡轮盘两侧压力不等而存在轴向力。同时, 当今液体火箭发动机绝大多数要求能在大范围内变工况条件下稳定可靠工作, 如果单靠轴承在变工况情况下来承受涡轮泵产生的轴向力, 是不现实的, 也是很不可靠的。因此, 涡轮泵结构中轴向力平衡系统的工作特性和可靠性是保证涡轮泵正常工作的关键组件。

2 轴向力平衡系统的常用结构及特点

涡轮泵结构中的轴向力平衡系统常采用平衡活塞、平衡盘和平衡鼓等结构形式, 其简图见图 1、图 2、图 3。图 1 是将平衡活塞配置在离心轮后盖板上的结构, 利用离心轮出口的高静压来提

高平衡活塞的平衡能力和灵敏度, 它根据高低压节流间隙的变化, 调节平衡腔内的压力分布, 具有自动平衡轴向力的功能, 常用于大范围变工况工作的涡轮泵中。图 2 是一典型的平衡盘结构, 在相当条件下, 它的平衡能力和灵敏度没有平衡活塞强, 如果轴向力不能平衡时存在盘面摩擦的问题, 常用在工况变化范围不大、轴向力变化不大的涡轮泵中。图 3 是一平衡鼓结构, 与平衡活塞和平衡盘不同, 它只能平衡不变量值的轴向力和方向, 常用于小功率的预压涡轮泵结构中。

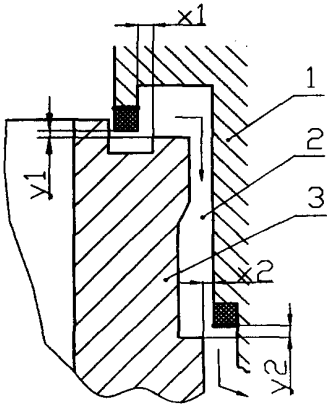


图 1 平衡活塞结构示意图

收稿日期: 2003-12-24; 修回日期: 2004-02-02。
作者简介: 黄智勇 (1964—), 男, 研究员, 研究领域为液体火箭发动机涡轮泵。

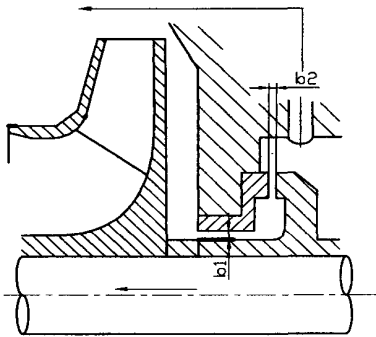


图 2 平衡盘结构示意图

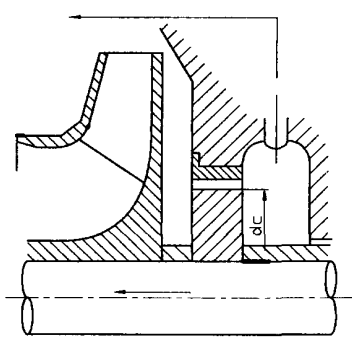


图 3 平衡鼓结构示意图

3 平衡活塞的工作特性

从图 1 的结构中可以知道，平衡活塞是一种自动卸荷装置，当转子在轴向力的作用下产生位

移时，平衡活塞的高、低压轴向间隙就发生变化，导致平衡腔内的压力分布产生变化，从而使转子上的轴向力达到平衡状态。图 4 为某补燃发动机涡轮泵上平衡活塞的平衡能力特性。图 5 为平衡活塞的泄漏量特性。

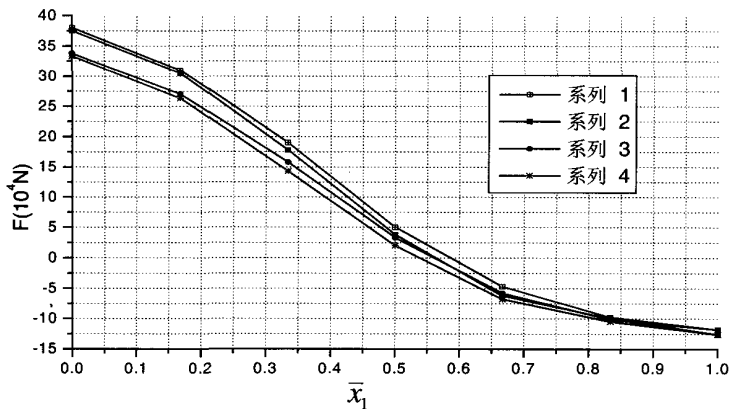


图 4 平衡活塞能力特性曲线

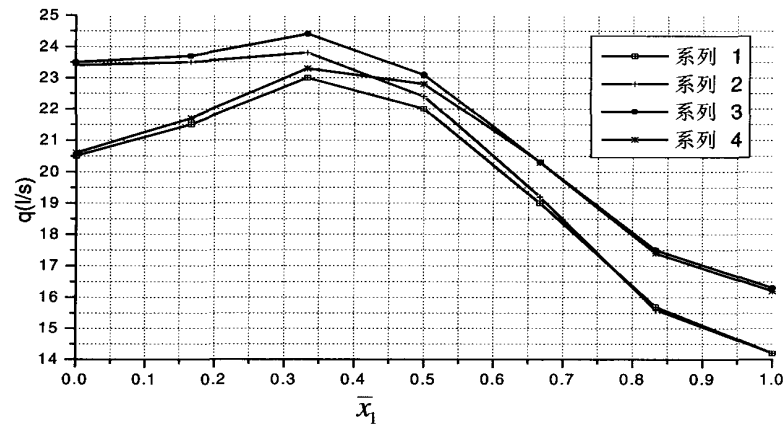


图 5 平衡活塞泄漏量特性曲线

图4中的曲线表明,高压间隙 X_1 在 $0\sim 0.6\text{mm}$ 内变化,平衡能力为 $-130\text{kN}\sim +380\text{kN}$,说明此平衡活塞的平衡能力很强,完全适用于大范围变工况工作的涡轮增压器。图5的曲线表明,在平衡活塞的工作范围内,最大的泄漏量(高压间隙 0.2mm)为 23L/s 左右,约占泵流量的 $7\sim 8\%$,可以满足涡轮增压器的效率要求。

由于平衡活塞的高压进口压力是离心轮的出口静压,低压出口压力为泵的进口压力,两者压差很大。同时在结构设计时,将压力平衡腔的容积设计很小,因此,节流间隙变化时,平衡腔内的压力变化很快,以保证平衡活塞的灵敏度,防止出现由于平衡活塞工作引起的低频压力脉动和机械振动。根据涡轮增压器的使用经验,平衡活塞工作引起的压力脉动频率至少要大于涡轮增压器额定工

作转速频率的10倍。

4 涡轮增压器装配时的轴向预载与轴承的刚度(变形量)

平衡活塞的工作特性与装配间隙、装配时的轴向预载及轴承的刚度有很大的关系。因此,在装配涡轮增压器时要知道轴承的轴向游隙和刚度,根据这些参数对转子施加一定的轴向力(一般为轴承的最大工作载荷),确定平衡活塞的装配间隙。如果在轴承端面配置有轴向补偿器,则要根据补偿器的刚度施加合适的轴向预载,防止转子移动时轴承无压紧力。图6为某涡轮增压器轴承轴向位移随轴载的变化曲线。

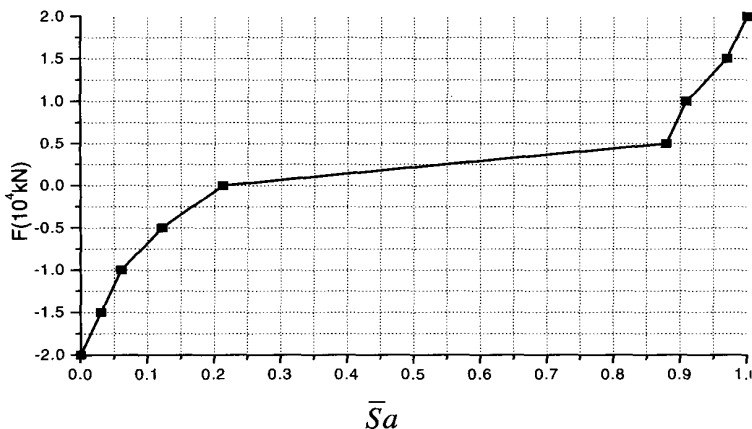


图6 某涡轮增压器轴承轴向位移随轴载的变化曲线

从图中可以看出,轴承的轴向游隙大约是 $0.43\sim 0.5\text{mm}$,在加上 20kN 的轴向载荷时单边的变形量是 0.15mm 。如果轴承的最大工作载荷为 20kN ,平衡活塞节流间隙变化范围(工作范围)就可达到 0.7mm 左右,根据图4的平衡能力曲线可知,平衡活塞具有很强的平衡能力。

5 涡轮增压器联动试验及发动机试车结果

涡轮增压器联动试验是涡轮排气不进入推力室进行补燃的试验,试验工况为转速的 $70\sim 80\%$ 。由

于发动机有些组件不需要参与试验,泵的流量与扬程相对于转速不一定是相似关系,涡轮增压器处于典型的变工况工作。首次联动试验,涡轮的轴向力约为 110kN ,根据平衡活塞平衡能力特性和泄漏量变化曲线关系,在本次试车工况下平衡活塞的高压间隙 X_1 调整值为 0.2mm ,此时轴承应承受 5kN 的轴向力。从试车分解的情况来看,轴承的内外滚道磨损比较严重,内圈跑合带贴近滚道外边缘,涡轮增压器轴向力的方向与预计相符,但轴向力数值偏大(约 20kN)。涡轮增压器工作过程中的轴向位移变化情况见图7。

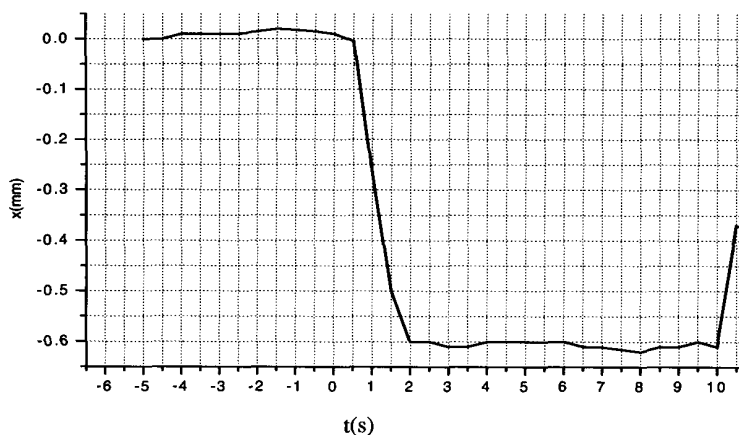


图7 涡轮泵联试转子轴向位移变化曲线

发动机整机热试车进行了两种工况的试验，即设计工况的 80% 和全工况。由于有多台涡轮泵多次联试和半系统试验的经验，将节流间隙的理论计算公式利用试验实测的数据进行了修正，平衡活塞节流工作间隙的调整值与试验测量值很接近，轴承的受力大约在 5kN~10kN 之间，这表明理论计算方法正确，间隙调整准确，平衡活塞工作状态良好，满足涡轮泵在不同工况工作时的轴

向力平衡要求。

发动机在 80% 设计工况下的试车时，涡轮产生的轴向力约为 40kN~80kN，平衡活塞的高压节流间隙 X_1 为 0.2~0.27mm 之间，此时轴承应受力 3~5kN。试车过程中的实测轴向位移和产品分解情况表明，调整值与实测值基本一致。图 8 显示了 80% 工况工作时涡轮泵的轴向位移变化曲线，转子的轴向位移量很小（约 0.1mm）。

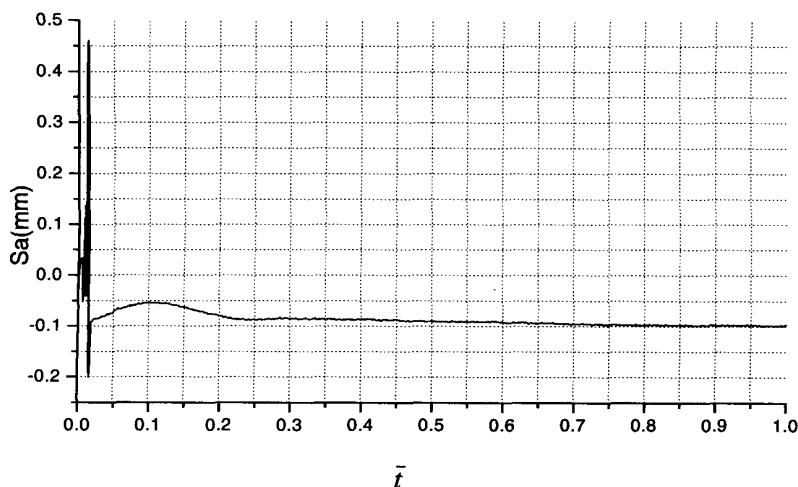


图8 80%工况下涡轮泵轴向位移的变化曲线

发动机整机全工况试车时，涡轮产生的轴向力约为 86kN~100kN，平衡活塞的高压节流间隙 X_1 为 0.10~0.15mm 之间，此时轴承的受力为 3~

5kN。试车过程的实测轴向位移数据和产品的分解情况显示，轴承的受力大小与方向与预计相符。图 9 显示了全工况下涡轮泵的轴向位移变化曲线。

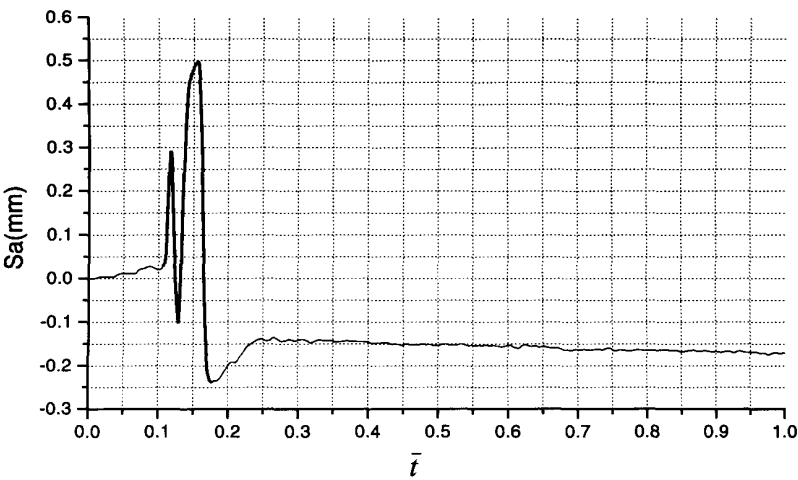


图 9 全工况下某涡轮泵的轴向位移变化曲线

6 结论

通过对补燃发动机涡轮泵轴向力平衡系统的结构研究和性能计算以及不同工况的涡轮泵联试、发动机整机试车的考验表明，平衡活塞结构可靠，调整计算方法正确。涡轮泵轴向力平衡系

- 统采用平衡活塞具有以下优点：
- a. 平衡能力强、反应灵敏；
 - b. 适用发动机大范围变工况工作；
 - c. 轴向移动时不存在端面摩擦问题，工作可靠性高；
 - d. 可以根据发动机系统的要求，保证泵的容积效率。