

# 配合间隙对涡轮泵转子低速动平衡的影响研究

金 路, 李爱民, 陈 晖, 李惠敏, 韩 飞  
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

**摘 要:** 刚性涡轮泵转子低速动平衡是装配过程中的重要环节, 残余不平衡量的大小是转子振动的关键影响因素之一, 也是影响涡轮泵可靠性的重要因素。在某型发动机涡轮泵研制过程中, 出现试车分解后不平衡量较装配时增加 10~20 倍的情况。对该涡轮泵转子建立了装配间隙对动平衡影响程度的理论模型, 研究了不同零件的偏心距以及配合间隙对转子残余不平衡量的影响程度。根据影响程度对比, 可以确定需要严格控制装配状态和单独动平衡的零件。通过反复拆装动平衡测试试验, 对理论模型进行了验证。

**关键词:** 装配间隙; 涡轮泵; 刚性转子; 动平衡

**中图分类号:** TH113.1-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2017) 04-0014-04

## Effect of tolerance clearance on low-speed dynamic balance of turbopump rotor

JIN Lu, LI Aimin, CHEN Hui, LI Huimin, HAN Fei  
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

**Abstract:** Low-speed dynamic balance of rigid rotor is a very important link in the process of turbopump assemble. Residual imbalance is one of the key influence factor of rotor vibration, as well as an important factor affecting the reliability of turbopump. During the development of turbopump in a certain engine, the amount of imbalance after hot test was 10~20 times higher than that appeared in assemble process. The theoretical model of the turbopump rotor was established to determine the effect of the tolerance clearance on dynamic balance. The influence of mass eccentricity and tolerance clearance on the residual imbalance was studied. Those components whose assemble accuracy and balance need to be independently strengthened were determined by comparing the influence level. The dynamic balance experiments were done several times for validation of the theoretical model.

**Keywords:** tolerance clearance; turbopump; rigid rotor; dynamic balance

收稿日期: 2017-02-14; 修回日期: 2017-03-16

作者简介: 金路 (1986—), 男, 博士, 研究领域为涡轮泵设计、转子动力学

## 0 引言

某涡轮泵转子工作在一阶临界转速以下, 为刚性转子。装配前进行低速动平衡, 然后将转子拆分并装配。由于轴系上零件与转轴存在间隙, 无法保证装配时所有零件配合间隙与动平衡时的配合间隙相同。零件与转轴实际装配间隙相当于零件在相对于自身轴线不平衡量的基础上额外加上零件质量的整体偏心。本文通过理论建模, 研究了装配间隙偏心对不平衡量的影响程度, 并进行了反复拆装动平衡试验, 对理论模型进行了验证。

## 1 刚性转子动平衡原理

刚性转子的动平衡一般在低转速下进行。由于不考虑转子的挠曲变形, 故由力和力矩平衡方程就可获得平衡条件<sup>[1-5]</sup>。涡轮泵转子系统沿轴线各个截面均存在不平衡量, 且相位各异, 因而, 整个涡轮泵转子系统的实际重心连线是一条空间曲线。为使 2 个支承上受力为 0, 理论上只需要在 2 个面上进行增/减质量, 使这 2 个面上增/减质量对 2 个支承产生的力和力矩与实际沿轴线所有不平衡量对 2 个支承产生的力和力矩相加等于 0。

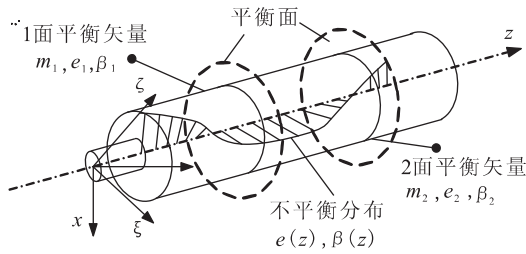


图 1 刚性转子的平衡

Fig. 1 Balance of rigid rotor

如图 1 所示<sup>[1]</sup>, 一刚性转子支承在刚性支承上, 平衡条件为:

$$\begin{Bmatrix} f_L^\xi \\ f_L^\zeta \\ f_R^\xi \\ f_R^\zeta \end{Bmatrix} + \frac{\Omega^2}{l} \begin{bmatrix} l-z_1 & 0 & l-z_1 & 0 \\ 0 & l-z_1 & 0 & l-z_1 \\ z_1 & 0 & z_2 & 0 \\ 0 & z_1 & 0 & z_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} m_1 e_1 \cos \beta_1 \\ m_1 e_1 \sin \beta_1 \\ m_2 e_2 \cos \beta_2 \\ m_2 e_2 \sin \beta_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (1)$$

式中:  $f_L^\xi$  和  $f_L^\zeta$  为左支承在 2 个方向的受力;  $f_R^\xi$  和  $f_R^\zeta$  为右支承在 2 个方向上的受力;  $\Omega$  为平衡转速;  $l$  为 2 个支承之间的距离,  $z_1$  为平衡面 1 与左支承的距离;  $z_2$  为平衡面 2 与左支承的距离;  $m_1, e_1$  及  $\beta_1$  分别为平衡面 1 上的校正质量、偏心距及相位;  $m_2, e_2$  及  $\beta_2$  分别为平衡面 2 上的校正质量、偏心距及相位。

在具有刚性支承的平衡机上平衡时, 只需要一次运行就可获得足够的信息, 以求得平衡配重。带有初始不平衡的转子, 以转速  $\Omega$  运行, 测量左、右支承上的力, 则根据平衡条件 (1) 可求得

$$\begin{Bmatrix} m_1 e_1 \cos \beta_1 \\ m_1 e_1 \sin \beta_1 \\ m_2 e_2 \cos \beta_2 \\ m_2 e_2 \sin \beta_2 \end{Bmatrix} = -\frac{l}{\Omega^2} \begin{bmatrix} l-z_1 & 0 & l-z_1 & 0 \\ 0 & l-z_1 & 0 & l-z_1 \\ z_1 & 0 & z_2 & 0 \\ 0 & z_1 & 0 & z_2 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} f_L^\xi \\ f_L^\zeta \\ f_R^\xi \\ f_R^\zeta \end{Bmatrix} \quad (2)$$

其中的右端向量为所测得的力向量, 矩阵中的元素只与平衡机的支承距离及转子平衡校正面的位置  $z_1$  和  $z_2$  有关。这些参数都是事先已知的。因此, 很容易由方程 (2) 求得平衡校正量。

动平衡时, 通过传感器测试得到支承处受力的大小。带入方程 (2) 中, 就可以求解出  $m_1, \beta_1, m_2$  和  $\beta_2$ , 即校正质量及其相位。

## 2 装配间隙对动平衡的影响理论分析

### 2.1 理论模型

图 2 为某涡轮泵转子的动平衡尺寸示意图, 动平衡时, 在轮盘 1 和轮盘 2 上去重。

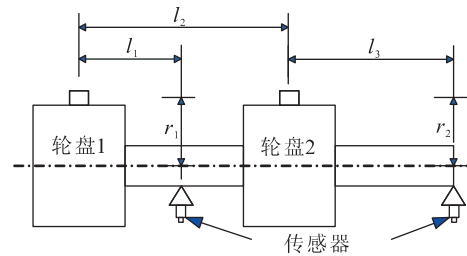


图 2 某涡轮泵转子动平衡尺寸示意图

Fig. 2 Schematic diagram for dynamic balance dimension of a turbopump rotor

测试得到支承上所受的力,再根据图2的动平衡尺寸图列出力平衡方程和力矩平衡方程,就可以计算得到不平衡量。设轮盘1和轮盘2的不平衡量分别为 $m_1$ 和 $m_2$ ,不平衡量与 $x$ 轴的夹角分别为 $\theta_1$ 和 $\theta_2$ ,转速为 $\omega$ ,通过测试和计算得到的支承1上2个方向的力为 $F_{1x}$ 和 $F_{1y}$ ,支承2上2个方向的力为 $F_{2x}$ 和 $F_{2y}$ ,则平衡方程为

$$\begin{cases} m_1 \omega^2 r_1 \cos \theta_1 + m_2 \omega^2 r_2 \cos \theta_2 = F_{1x} + F_{2x} \\ m_1 \omega^2 r_1 \sin \theta_1 + m_2 \omega^2 r_2 \sin \theta_2 = F_{1y} + F_{2y} \\ m_1 \omega^2 r_1 l_1 \cos \theta_1 + F_{2x} (l_3 + l_2 - l_1) = m_2 \omega^2 r_2 \cos \theta_2 (l_2 - l_1) \\ m_1 \omega^2 r_1 l_1 \sin \theta_1 + F_{2y} (l_3 + l_2 - l_1) = m_2 \omega^2 r_2 \sin \theta_2 (l_2 - l_1) \end{cases} \quad (3)$$

通过求解方程组(3),就可以得到轮盘1和轮盘2的动平衡去重量 $m_1$ 和 $m_2$ 以及 $\theta_1$ 和 $\theta_2$ 。

令 $\vec{r}_1 = r_1 \cos \theta_1 + i r_1 \sin \theta_1$ ,  $\vec{r}_2 = r_2 \cos \theta_2 + i r_2 \sin \theta_2$ ,  $\vec{F}_1 = F_{1x} + i F_{1y}$ ,  $\vec{F}_2 = F_{2x} + i F_{2y}$ ,将方程组(3)改为矢量形式,并进行整理,得到

$$\begin{cases} \vec{F}_1 = \frac{[m_2 \vec{r}_2 l_3 + m_1 \vec{r}_1 (l_2 + l_3)]}{(l_3 + l_2 - l_1)} \omega^2 = \vec{f}_1 \omega^2 \\ \vec{F}_2 = \frac{[m_2 \vec{r}_2 (l_2 - l_1) - m_1 \vec{r}_1 l_1]}{(l_3 + l_2 - l_1)} \omega^2 = \vec{f}_2 \omega^2 \end{cases} \quad (4)$$

方程组(4)中各质量、去重半径和尺寸均为确定值,即 $\vec{f}_1$ 和 $\vec{f}_2$ 为固定的系数,所以2个支承的反力与转速的平方成正比。

将方程组(4)的2个等式两边均除以 $\omega^2$ ,得到

$$\begin{cases} m_2 \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2 = \vec{f}_1 + \vec{f}_2 \\ m_1 \vec{r}_1 l_1 + \vec{f}_2 (l_3 + l_2 - l_1) = m_2 \vec{r}_2 (l_2 - l_1) \end{cases} \quad (5)$$

其中

$$\vec{f}_1 = \vec{F}_1 / \omega^2, \vec{f}_2 = \vec{F}_2 / \omega^2$$

由方程组(5)可见,理论上在转轴不发生挠曲的前提下,刚性转子动平衡与转速无关,只取决于转子结构尺寸及支承形式。

## 2.2 装配间隙的等效模型

零件与转轴的装配间隙会使得零件中心线与

转轴中心线不重合,即产生一定的偏心。除轮盘1和轮盘2外,其他零件对动平衡的影响可以用其等效到去重面的不平衡量来衡量,等效的原则是支承的受力相等。图3为零件1对动平衡的影响示意图。

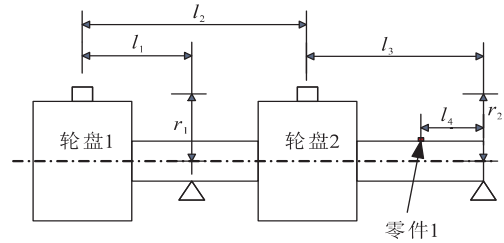


图3 零件1对动平衡的影响示意图

Fig. 3 Influence of component one on dynamic balance

零件1的不平衡量用 $\vec{x}_0$ 表示, $\vec{x}_0 = m \vec{r}$ ,单独该不平衡量在支承上产生的反力除以 $\omega^2$ 分别为 $\vec{f}_1$ 和 $\vec{f}_2$ ,则力和力矩平衡方程为

$$\begin{cases} \vec{f}_1 + \vec{f}_2 = \vec{x}_0 \\ l_4 \vec{x}_0 = (l_3 + l_2 - l_1) \vec{f}_1 \end{cases} \quad (6)$$

假设产生与方程组(6)相同支承反力的轮盘1和轮盘2的不平衡量分别为 $\vec{x}_1$ 和 $\vec{x}_2$ ,则力和力矩平衡方程为

$$\begin{cases} \vec{x}_1 + \vec{x}_2 = \vec{f}_1 + \vec{f}_2 \\ \vec{x}_1 (l_2 + l_3) + \vec{x}_2 l_3 = (l_3 + l_2 - l_1) \vec{f}_1 \end{cases} \quad (7)$$

联立方程组(6)和方程组(7),得到

$$\begin{cases} \vec{x}_1 = \frac{l_4 - l_3}{l_2} \vec{x}_0 \\ \vec{x}_2 = \frac{l_2 - l_4 + l_3}{l_2} \vec{x}_0 \end{cases} \quad (8)$$

负号表示方向相反,即零件1上 $1 \mu\text{m} \cdot \text{kg}$ 的偏心产生的不平衡量等效到2个去重面上的不平衡量分别为 $|x_1| \mu\text{m} \cdot \text{kg}$ 和 $|x_2| \mu\text{m} \cdot \text{kg}$ ,因而总去重量为 $(|x_1| + |x_2|) \mu\text{m} \cdot \text{kg}$ 。整个动平衡件的质量为 $m \text{ kg}$ ,因而零件1上 $1 \mu\text{m} \cdot \text{kg}$ 的偏心对测试不平衡量的影响为 $(|x_1| + |x_2|) / m \text{ M}(\mu\text{m} \cdot \text{kg})$ 。

3 偏心距和间隙对动平衡的影响

使用如上所推导的计算方法，可以计算出轴系上 8 个零件单位偏心距对整体不平衡量的影响，如图 4 所示。

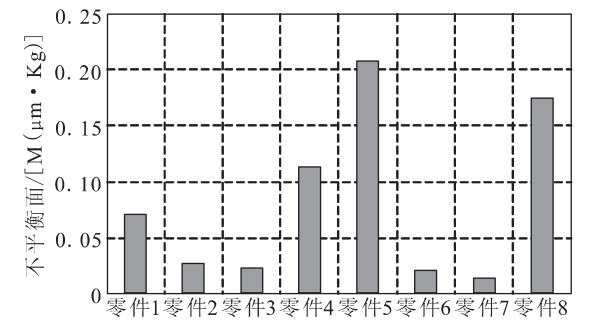


图 4 轴系零件单位偏心距对整体不平衡量的影响  
Fig. 4 Influenced of unit eccentricity of shafting components on whole imbalance

图 4 所示的零件单位等效偏心距对应的动平衡等效偏心距考虑了零件位置和质量的综合影响，质量大的零件影响程度大，质量小的零件影响程度小。根据 GB/T9239.1-2006/ISO 1940-1:2003 《机械振动 恒态（刚性）转子平衡品质要求 第 1 部分：规范与平衡允差的检验》<sup>[6]</sup>，将等效偏心距定义为许用不平衡度，它和转速相乘是用来衡量动平衡品质的参数。因此，该值可以用来衡量零件单独动平衡的必要性。如零件 5 和零件 8，如果不进行单独动平衡，则其较小的偏心距可以产生相对较大的不平衡量。

考虑到转轴上各零件与转轴均为间隙配合，当所有零件完全偏到一边，而另一边与转轴贴上

时，产生的不平衡量最大。由此，可以根据零件与转轴的实际尺寸确定最大偏心距，从而根据上节的方法计算间隙对整体不平衡量的影响，结果如图 5 所示。

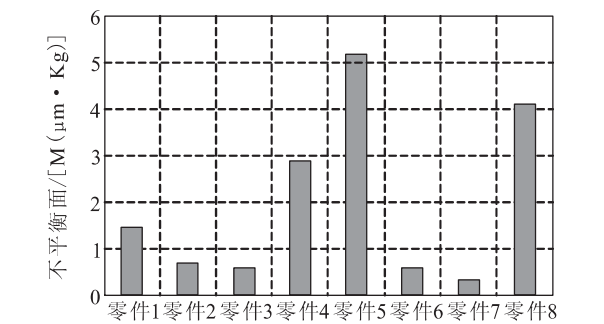


图 5 轴系零件装配间隙对整体不平衡量的影响  
Fig. 5 Influence of tolerance clearance of shafting components on whole imbalance

轴系上 8 个零件装配间隙对整体不平衡量的最大影响程度为 15.73 M(μm·kg)，实际装拆情况下，影响程度应小于该值。

4 试验验证

对本文所研究的涡轮泵转子进行了 5 次反复拆装动平衡测试，每次拆装时，均保证零件周向位置一致，以排除不平衡相位的影响。动平衡前，均对关键位置跳动量进行了测量，以确认转子状态是否变化，5 次试验前的跳动量测量值及残余不平衡量如表 1 所示，从表 1 可以看出，5 次试验中，6 处关键位置的跳动量较稳定，排除了装配造成转子弯曲对试验结果的干扰。

表 1 关键位置跳动量测量值及残余不平衡量

Tab. 1 Measured values of bounce amplitude at key position and residual imbalance							残余不平衡量/ [M (μm·kg)]
试验次数	位置 1/mm	位置 2/mm	位置 3/mm	位置 4/mm	位置 5/mm	位置 6/mm	
1	0.02	0.03	0.02	0.03	0.03	0.07	1.84
2	0.03	0.02	0.02	0.03	0.03	0.07	4.6
3	0.02	0.02	0.03	0.02	0.03	0.07	15.88
4	0.03	0.02	0.02	0.03	0.04	0.08	13.68
5	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.08	15.39

(下转第 40 页)

(上接第 17 页)

从试验结果可以看出：

1) 每次重新装配后残余不平衡量均出现明显变化，验证了本文配合间隙对不平衡量影响较大的判断；

2) 5 次测试的残余不平衡量最大变化程度为  $14.04\text{ M}(\mu\text{m}\cdot\text{kg})$ ，小于  $15.73\text{ M}(\mu\text{m}\cdot\text{kg})$ ，由于理论分析和实际装拆状态不完全相同，该试验结果符合理论分析大于实际装拆情况的结论。

## 5 结论

本文建立了轴系上零件与转轴配合间隙对低速动平衡的影响理论模型，并针对某涡轮泵转子进行了理论计算，得到轴系零件单位偏心距和装配间隙对整体不平衡量的影响，前者的大小反映了零件单独动平衡的必要性，后者的大小反映了实际间隙对动平衡的最大影响程度。通过动平衡试验，验证了本文所建立的理论模型，具有一定的工程实用价值。

参考文献：

[1] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安: 西北工业大

学出版社, 2015, 19-23.

[2] 王魁. 涡轮泵转子动平衡的控制方法研究[J]. 火箭推进, 2002, 28(6): 15-18.

WANG Kui. Study on control method of turbopump rotor dynamic balance[J]. Journal of rocket propulsion. 2002, 28 (6): 15-18.

[3] 黄志勇, 李昌矣, 黄红. 高工况涡轮泵轴系状态对工作可靠性的影响[J]. 火箭推进, 2007, 33(1): 32-35.

HUANG Zhiyong, LI Changhuan, HUANG Hong. The effect of high operating condition turbopump shafting status on reliability[J]. Journal of rocket propulsion, 2007, 33(1): 32-35.

[4] 窦唯, 叶志明, 闫宇龙. 涡轮泵叶轮 / 转子配合间隙对稳定性的影响[J]. 火箭推进, 2016, 42(4): 26-34.

DOU Wei, YE Zhiming, YAN Yulong. Effect of tolerance clearance between turbine rotor and impeller in liquid-propellant rocket engine on stability[J]. Journal of rocket propulsion, 2016, 42(4): 26-34.

[5] 李斌, 张贵田. 液体火箭发动机涡轮泵转子的新型动平衡方法研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(6): 158-161.

[6] GB/T9239.1-2006. 机械振动 恒态(刚性)转子平衡品质要求[S].

(编辑：马 杰)