

涡轮泵叶轮/转子配合间隙对稳定性的影响

窦 唯, 叶志明, 闫宇龙
(北京航天动力研究所, 北京 100076)

摘 要: 涡轮泵是液体火箭发动机的动力核心部件。涡轮泵工作时叶轮等组件随转子系统高速运转, 其松脱转速是影响涡轮泵转子系统动力稳定性的主要因素。而确保涡轮或叶轮内径与转轴外径之间的工艺配合尺寸设计的合理性, 就能够将松脱转速控制在安全范围内。以某涡轮泵为研究对象, 分析了高速运转时涡轮、叶轮过盈量大小对转子运行状态的影响规律。同时, 给出了最小松脱转速下设计过盈量的大小, 并在理论分析的基础上进行了试验验证。

关键词: 火箭发动机; 涡轮、叶轮; 松脱转速

中图分类号: V434.2-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2016) 04-0026-09

Effect of tolerance clearance between turbine rotor and impeller in liquid-propellant rocket engine on stability

DOU Wei, YE Zhiming, YAN Yulong
(Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100076, China)

Abstract: Turbine pump is the core power component of liquid-propellant rocket engine. The separate speed of turbine and impeller is the major factor which effects the stability of the turbine pump rotor system. The separate speed can be controlled within a safe range when the fit dimensions of turbine, impeller and shaft are designed reasonably. Taking a certain turbopump as the research object, the effect law of interference magnitude of turbine and impeller on the running state of the turbopump rotor in high-speed rotation is analyzed in this paper. The interference magnitude value in minimum separate rotating speed is given and verified in testing on the basis of theory analysis. It is meaningful of the research to design the tolerance clearance between impeller and shaft, which can improve the stability of turbopump rotor system.

Keywords: rocket engine; turbine; impeller; separate speed

收稿日期: 2015-05-24; 修回日期: 2016-03-21

基金项目: 中国航天科技集团公司重大工艺课题研究(ZDGY2013-35)

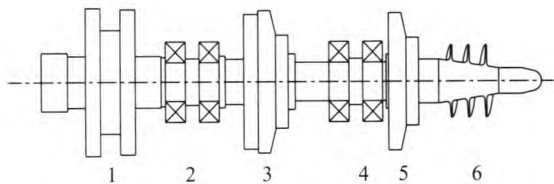
作者简介: 窦唯 (1977—), 男, 博士, 高级工程师, 研究领域为转子动力学及故障诊断技术

0 引言

涡轮泵是液体火箭发动机的动力核心部件, 涡轮和叶轮等组件是涡轮泵轴系重要组成部分。涡轮泵的设计通常是将涡轮和叶轮通过过盈配合及键槽固定在轴上, 其具有结构简单、对中性好等优点, 但是对设计精度和装配工艺要求较高。工程上涡轮、叶轮的装配较为常用的是热套法, 装配前, 将轮盘加热到一定温度, 使盘内径扩大量大于过盈量后, 装套在轴上, 等冷却收缩后两者就连接在一起。为了确保在运行中连接的可靠性, 其转速受到限制, 当转速恰好达到圆盘与轴之间径向压力为 0 时, 则两者就松脱, 这个转速称作最小松脱转速^[1-4]。涡轮叶轮的松脱转速是影响涡轮泵转子系统动力特性稳定的主要因素。为了保证涡轮和叶轮在高速运转时安全、可靠, 如何设计涡轮和叶轮内径与轴外径之间的过盈量大小尤为重要^[5-10]。本文以某发动机涡轮泵为对象研究了高速运转时涡轮和叶轮过盈量大小对转子运行状态的影响, 给出了最小松脱转速下过盈量的设计原则, 并开展了试验研究。

1 涡轮泵轴系组成及特点

本文研究的涡轮泵轴系为涡轮悬臂、双支承点及两级叶轮布局在支撑两侧的形式, 主要由涡轮、叶轮、诱导轮、动密封、轴承、轴套及其他轴上转动件组成, 见图 1 所示。



1—涡轮; 2—涡轮端轴承; 3—二级叶轮; 4—泵端轴承;
5—一级叶轮; 6—诱导轮

图 1 涡轮泵轴系组成与支撑方式简图

Fig. 1 Composition of turbopump shafting
and its support system

左端组合的两轴承安装在同一个弹性支承座内, 轴承座与壳体的固定采用法兰螺栓连接, 转

动件质量分布在轴承两侧, 左侧涡轮悬臂较长, 质量较大, 叶轮与涡轮带有复杂型面的叶片。右端组合的两轴承也安装在同一个弹性支承座内, 转动件质量主要分布在两轴承两侧。

为了研究涡轮叶轮装配过盈量对转子运行状态的影响, 本文将分别建立涡轮与转子、叶轮与转子装配部件有限元模型, 计算离心力作用下组合部件的变形特性, 获得叶轮、涡轮等部件的松脱转速或松脱临界过盈量。

在计算各级叶轮和涡轮的松脱转速时, 分别在叶轮与轴的接触位置给定设计的配合间隙值, 给定一组不同转速下的离心力载荷, 获得各部件在接触面上的接触压强, 根据接触压强的大小判断叶轮与轴的接触状态。

叶轮、涡轮与轴的配合公差如表 1 所示。

表 1 叶轮及涡轮配合公差

| 位置 | 配合/mm | |
|------|---------------|---------------|
| | 前 | 后 |
| 一级叶轮 | -0.024~-0.002 | -0.031~-0.009 |
| 二级叶轮 | +0.07~+0.029 | -0.028~-0.001 |
| 三级叶轮 | -0.031~-0.009 | -0.024~-0.002 |

在计算中, 首先取各配合公差的极限值, 即最小过盈量, 验证在工作转速 66 000 r/min 叶轮/涡轮是否发生松脱, 若发生松脱, 则计算出保证不松脱的临界过盈量。

2 叶轮及涡轮松脱转速计算

2.1 一级叶轮

首先建立一级叶轮与相应轴段的装配模型, 在有限元软件中对接触面的定义如图 2 所示。给定一级叶轮与轴配合的实际设计精度, 其中叶轮前后配合均为过盈配合。

此处将与叶轮相配合的轴段截出, 实际上其余轴段对该段轴在连接面上有约束作用, 因此将计算的边界条件设置为轴段端面约束 x , y 及 z 3 个方向的线位移自由度, 并对轴段和叶轮施加相同的离心力载荷, 如图 3 所示。

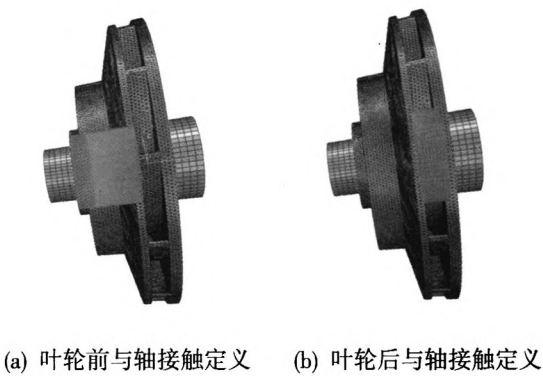


图 2 一级叶轮与轴接触状态定义
Fig. 2 Definition for contact status of first-stage impeller and shaft

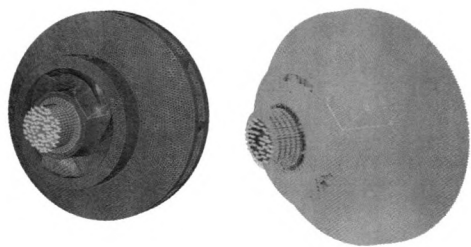


图 3 一级叶轮松脱转速计算边界条件和离心力载荷定义
Fig. 3 Boundary condition setting and centrifugal load definition for calculation of first-stage impeller separate rotating speed

转速为 47 750 r/min，叶轮前接触面过盈量 -0.002mm，叶轮后接触面过盈量-0.009 mm。首先设定一级叶轮前接触面过盈量为-0.002 mm，叶轮后接触面过盈量为-0.009 mm，转速为 47 750 r/min，经过静态分析计算，配合部位的接触压强云图如图 4 所示。

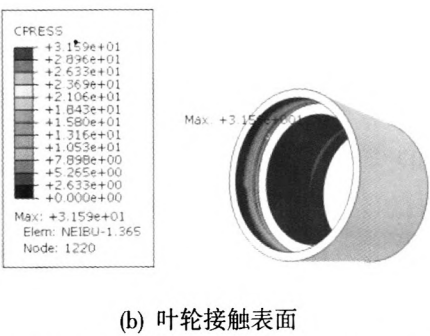
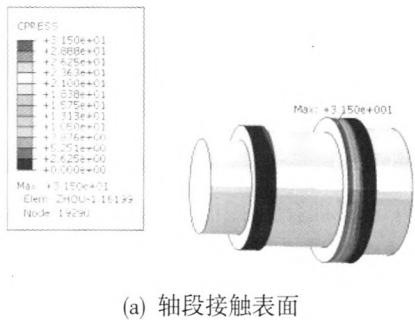


图 4 转速为 47 750 r/min 时一级叶轮接触压强云图
Fig. 4 Nephogram for contact pressure intensity of fist-stage impeller at speed of 47 750 r/min

由图 4 可知，一级叶轮前的接触面积很小，处于局部接触状态；而叶轮后与轴段配合处压强为环状分布，最大接触压强为 31.50 MPa，说明此时轴与叶轮后接触面仍处于接触状态。

转速为 66 000 r/min，叶轮前接触面过盈量 -0.002 mm，叶轮后接触面过盈量-0.009 mm。然后设定一级叶轮前接触面过盈量为-0.002 mm，叶轮后接触面过盈量为 -0.009mm。转速为 66 000 r/min，经过静态分析计算，配合部位的接触压强云图如图 5 所示。

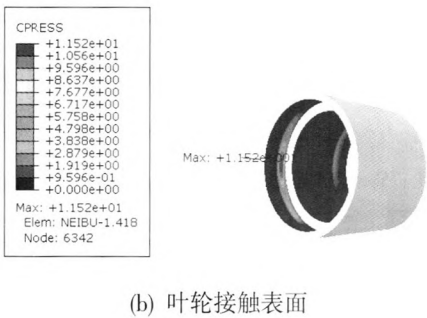
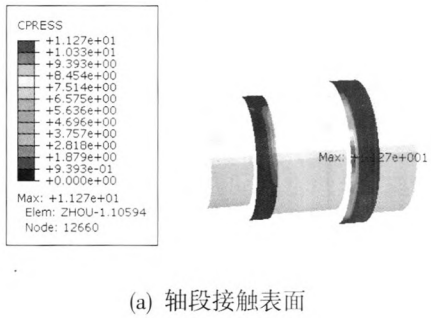


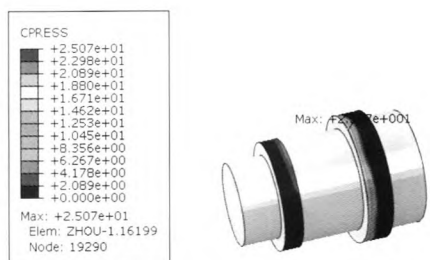
图 5 转速为 66 000 r/min 时一级叶轮接触压强云图
Fig. 5 Nephogram for contact pressure intensity of fist-stage impeller at speed of 66 000 r/min

此时叶轮前接触面与轴段配合处的压强很小, 叶轮后接触面处出现局部压力集中, 最大值为 11.27 MPa。说明在给定的最小过盈量下, 转速为 66 000 r/min 时, 叶轮前、后接触面和轴已处于局部松脱状态。

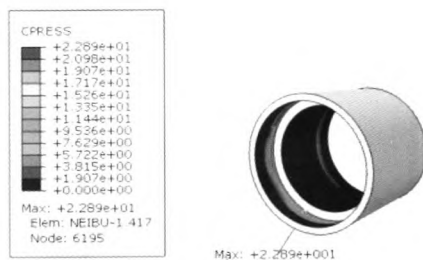
由以上的分析可知, 当转速为 66 000 r/min 时, 一级叶轮轮接触面与轴段已局部松脱。以下分析将固定叶轮转速为 66 000 r/min, 改变前后的过盈量, 研究在工作转速下保证叶轮不松脱的临界过盈量。

1) 叶轮前接触面配合过盈量 -0.004 mm, 叶轮后接触面配合过盈量 -0.012 mm, 转速为 66 000 r/min。

设定转速 66 000 r/min, 增大接触的过盈量。给定一级叶轮前接触面过盈量为 -0.004 mm, 叶轮后接触面过盈量为 -0.012 mm, 经过静态分析计算, 配合部位的接触压强云图如图 6 所示。



(a) 轴段接触表面



(b) 叶轮接触表面

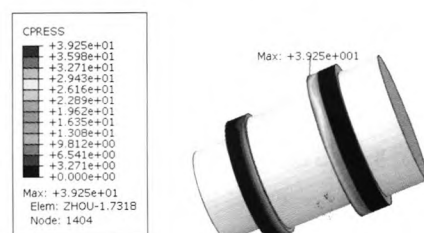
图 6 前后过盈量 -0.004 mm 和 -0.012 mm 时一级叶轮接触压强云图

Fig. 6 Nephogram for contact pressure intensity of fist-stage impeller at interference magnitude of -0.004 mm in its front contact surface and -0.012 mm in its rear contact surface

从图 6 中可以看出叶轮后接触面最大压强值为 25.07 MPa, 叶轮与轴的接触面积增大, 但叶轮前接触面的接触状态很差, 没有全部接触上。

2) 叶轮前接触配合过盈量 -0.006 mm, 叶轮后接触面配合过盈量 -0.014 mm, 转速 66 000 r/min。

同样设定一级叶轮前接触面过盈量为 -0.006 mm, 叶轮后接触面过盈量为 -0.014 mm, 转速为 66 000 r/min, 经过静态分析计算, 配合部位的接触压强云图如图 7 所示。



(a) 轴段接触表面



(b) 叶轮接触表面

图 7 前后过盈量 -0.006 mm 和 -0.014 mm 时一级叶轮接触压强云图

Fig. 7 Nephogram for contact pressure of fist-stage impeller at interference magnitude of -0.006 mm in its front contact surface and -0.014 mm in its rear contact surface

从图 7 中可以看出, 此时叶轮后接触面的最大压强值为 39.25 MPa, 叶轮与轴的接触面积进一步增大, 叶轮前接触面的接触状态也得到改善。

3) 叶轮前接触配合过盈量 -0.01 mm, 叶轮后接触配合过盈量 -0.02 mm, 转速 66 000 r/min。

同样给定一级叶轮前接触面过盈量 -0.01 mm, 叶轮后接触面过盈量 -0.02 mm, 转速 66 000 r/min, 经过静态分析计算, 配合部位的接触压强云图如图 8 所示。

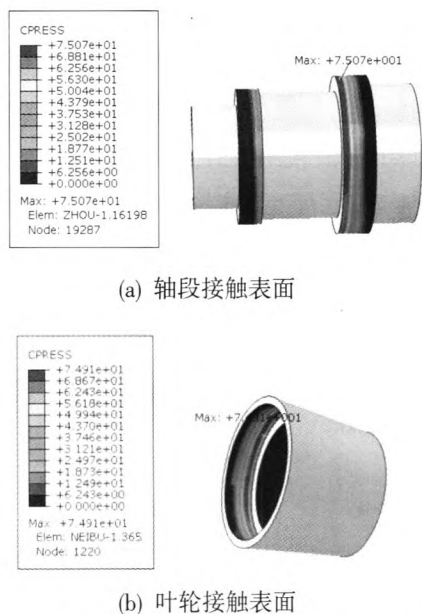


图 8 前后过盈量-0.01 mm 和-0.02 mm 时一级叶轮接触压强云图

Fig. 8 Nephogram for contact pressure of fist-stage impeller at interference magnitude of -0.01 mm in its front contact surface and -0.02 mm in its rear contact surface

从图 8 中可以看出，此时叶轮后与轴段接触处最大压强值为 75.07 MPa，叶轮与轴的接触面积进一步增大，叶轮前与轴段的接触状态也继续得到改善。

将各转速、各接触过盈量下的一级叶轮与轴段的接触状态仿真结果汇总如表 2 所示。

表 2 一级叶轮不同转速、过盈量下的接触状态结果

Tab. 2 Contact status of fist-stage impeller at different rotating speed and interference magnitude

| 转速 (/r·min ⁻¹) | 过盈量/mm | | 接触状态 | |
|-------------------------------|--------|--------|--------|--------|
| | 叶轮前接触面 | 叶轮后接触面 | 叶轮前接触面 | 叶轮后接触面 |
| 47 750 | -0.002 | -0.009 | 局部接触 | 局部接触 |
| 66 000 | -0.002 | -0.009 | 局部接触 | 局部接触 |
| 66 000 | -0.004 | -0.012 | 局部接触 | 接触 |
| 66 000 | -0.006 | -0.014 | 接触 | 接触 |
| 66 000 | -0.01 | -0.02 | 接触 | 接触 |

· 由表 2 结果可知，在工作转速 66 000 r/min 下，保证一级叶轮前接触面不松脱的临界过盈量为-0.006 mm，保证叶轮后接触面不松脱的临界过盈量为-0.012 mm。

2.2 二级叶轮

同理建立二级叶轮与相应轴段的装配模型，定义接触面。给定二级叶轮与轴配合的实际设计精度，其中叶轮前接触面为间隙配合，间隙量+0.07 mm，因此计算时前接触配合面无接触压强，叶轮后接触面为过盈配合，过盈量最小值为-0.001 mm。文中计算了转速 47 750 r/min 和 66 000 r/min 时叶轮接触状态，根据配合部位的接触压强云图分析可知：在转速 47 750 r/min 时，在叶轮后接触面上接触压强为环状分布，最大值为 35.97 MPa，说明此时叶轮与轴处于接触状态。在转速 66 000 r/min 时，在叶轮后接触面上只有一处接触，此时叶轮与轴已基本处于松脱状态。这里只给出了 66 000 r/min 时的接触压强云图如图 9 所示。

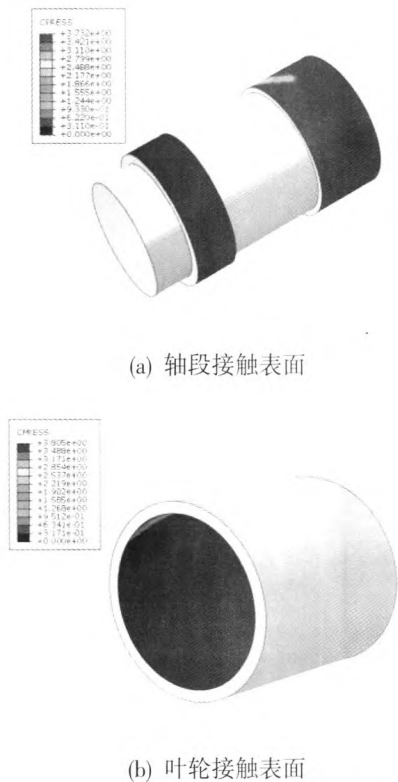


图 9 转速 66 000 r/min 时二级叶轮接触压强云图
Fig. 9 Nephogram for contact pressure intensity of second-stage impeller at speed of 66 000 r/min

由以上的分析可知, 当转速为 66 000 r/min, 二级叶轮后接触面与轴的过盈量为-0.001 mm 时, 叶轮轮后接触面与轴段已基本松脱。同样, 固定叶轮转速为 66 000 r/min, 给定叶轮前配合间隙量为+0.07 mm, 改变叶轮后的过盈量, 研究在工作转速下保证叶轮不松脱的临界过盈量。本文研究了叶轮后接触过盈量为-0.005 mm, -0.008 mm, -0.012mm 及-0.015 mm 时转子叶轮接触状态, 分析配合部位的接触压强云图可知: 当过盈量为-0.005 mm 时, 在叶轮后接触面上只有一处接触, 此时叶轮与轴已基本处于松脱状态。当过盈量为-0.008 mm 时, 在叶轮后接触面的接触面积增大, 逐渐表现为整圈环状接触, 此时的接触状态得到改善。当过盈量为-0.012 mm 时, 在叶轮后接触面的接触面积继续增大, 接触压强增大到 17.3 MPa, 此时的接触状态得到明显改善。当过盈量为-0.015 mm 时, 接触压强增大到 41.5 MPa, 此时的接触状态良好。本文只给出了叶轮后过盈-0.012 mm 时接触压强云图如图 10 所示。

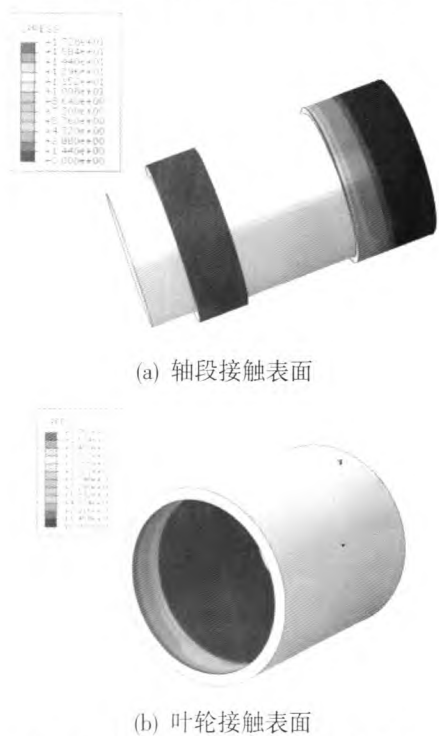


图 10 转速 66 000 r/min 时后过盈量-0.012 mm 二级叶轮接触压强云图

Fig. 10 Nephogram for contact pressure intensity of second-stage impeller in interference magnitude of -0.012 mm in its rear contact surface at speed of 66 000 r/min

将不同转速、不同接触过盈量下的二级叶轮与轴段的接触状态仿真结果汇总如表 3 所示。

表 3 不同转速下的二级叶轮与轴段接触状态
Tab. 3 Contact status of second-stage impeller and shaft at different speed

| 转速 /(r·min ⁻¹) | 过盈量/mm | | 接触状态 | |
|-------------------------------|------------|------------|------------|------------|
| | 叶轮前接 触面 | 叶轮后接 触面 | 叶轮前接 触面 | 叶轮后接 触面 |
| 47 750 | +0.07 | -0.001 | 松脱 | 接触 |
| 66 000 | +0.07 | -0.001 | 松脱 | 基本松脱 |
| 66 000 | +0.07 | -0.005 | 松脱 | 基本松脱 |
| 66 000 | +0.07 | -0.008 | 松脱 | 接触 |
| 66 000 | +0.07 | -0.012 | 松脱 | 接触 |
| 66 000 | +0.07 | -0.015 | 松脱 | 接触 |

从表 3 中结果可知, 在工作转速 66 000 r/min 下, 二级叶轮后接触面与轴不松脱的临界过盈量为-0.008 mm。

2.3 涡轮

同理涡轮与相应轴段的装配有限元模型, 定义接触面。给定涡轮与轴配合的实际设计精度, 涡轮前后接触均为过盈配合。计算涡轮与轴段的接触状态时, 先按照最小过盈量涡轮前接触面过盈量-0.009 mm, 涡轮后接触过盈量-0.002 mm 计算, 检验在最小过盈配合下是否会发生松脱。

首先研究了转速 66 000 r/min 时最小过盈配合下配合部位的接触状态, 从接触压强云图中可以看到, 涡轮前、后的接触面上接触压强为环状分布, 涡轮前的接触压强整体大于涡轮后, 最大值为 61.45 MPa, 说明此时涡轮前、后与轴均处于接触状态。接触压强云图见图 11 所示。

由以上的分析可知, 当转速为 66 000 r/min, 涡轮前后接触面与轴的设计最小过盈量时, 涡轮前后接触面与轴段接触均良好。同样, 固定涡轮转速为 66 000 r/min, 改变涡轮前后的过盈量, 研究临界过盈量设计大小。由于涡轮后接触过盈量设计状态为-0.002 mm, 已经足够小, 这里把

后接触过盈量设计均为-0.001 mm，改变涡轮前接触过盈量设计状态分别为-0.007 mm，-0.004 mm，-0.002 mm 及-0.001 mm，进而研究转子涡轮接触状态，分析配合部位的接触压强云图可知：当涡轮前接触过盈量为-0.007 mm 时，涡轮前接触面上接触压强保持为环状分布，最大值为45.84 MPa，涡轮前接触面与轴段为接触状态。涡轮后接触面与轴段处于局部接触状态。当涡轮前接触过盈量为-0.004 mm 时，涡轮前接触面上接触压强仍保持为环状分布，最大值减小为22.53 MPa，但涡轮前接触面与轴段仍保持为接触状态。涡轮后接触面与轴段处于局部接触状态。当涡轮前接触过盈量为-0.002 mm 时，涡轮前接触面上接触压强仍保持为环状分布，最大值减小为5.88 MPa，涡轮前接触面与轴段仍保持为接触状态，但接触压强已很小。涡轮后接触面与轴段处于局部接触状态。接触面积进一步减小。当涡轮前接触过盈量为-0.001 mm 时，涡轮前、后接触面上接触压强均为0，说明涡轮与轴已完全松脱。这里给出了涡轮前过盈量为-0.002 mm 和-0.001 时接触压强云图如图 12 和图 13 所示。

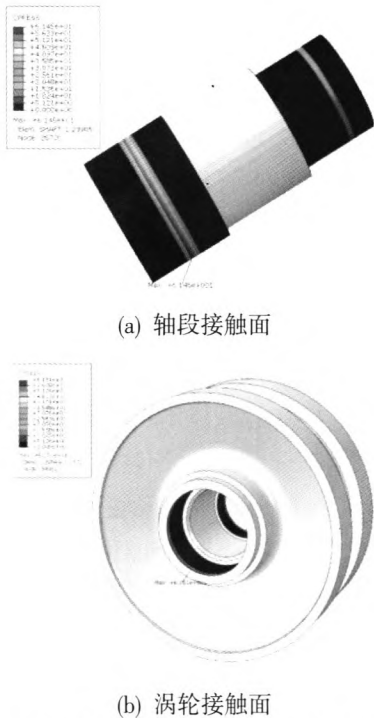


图 11 转速 66 000r/min 时涡轮接触压强分布云图
Fig. 11 Nephogram for contact pressure intensity distribution of turbine at speed of 66 000 r/min

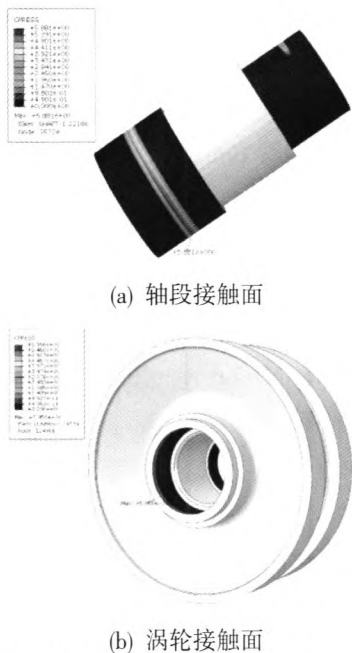


图 12 前后接触过盈量为-0.002 mm 和-0.001 mm 时涡轮接触压强分布云图
Fig. 12 Nephogram for contact pressure intensity distribution of turbine in interference magnitude of -0.002 mm in its front contact surface and -0.001 mm in its rear contact surface

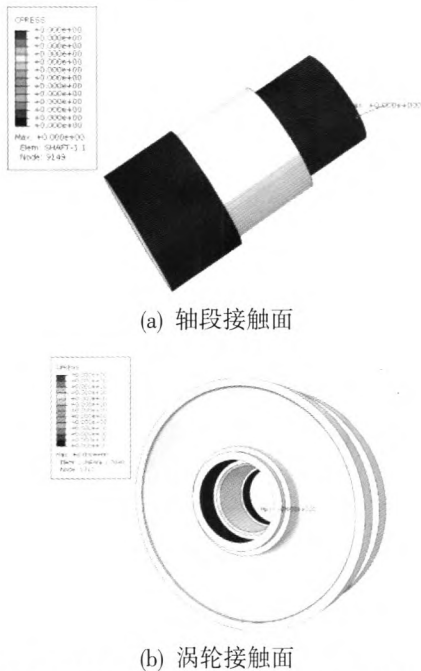


图 13 前后接触过盈量为-0.001 mm 和-0.001 mm 时涡轮接触压强分布云图
Fig. 13 Nephogram for contact pressure intensity distribution of turbine in interference magnitude of -0.001 mm both in its front contact surface and rear contact surface

将不同转速、不同接触过盈量下的涡轮与轴段的接触状态仿真结果汇总如表 4 所示。

表 4 涡轮在不同转速、过盈量下的接触状态结果

| 转速 /(r·min ⁻¹) | 过盈量/mm | | 接触状态 | |
|-------------------------------|--------|--------|------|------|
| | 叶轮前接 | 叶轮后接 | 叶轮前接 | 叶轮后接 |
| | 触面 | 触面 | 触面 | 触面 |
| 66 000 | -0.009 | -0.002 | 接触 | 接触 |
| 66 000 | -0.007 | -0.001 | 接触 | 局部接触 |
| 66 000 | -0.004 | -0.001 | 接触 | 局部接触 |
| 66 000 | -0.002 | -0.001 | 接触 | 局部接触 |
| 66 000 | -0.001 | -0.001 | 松脱 | 松脱 |

由表 3 结果可知, 在工作转速 66 000 r/min 下, 设计中给定的涡轮配合过盈量可以保证涡轮与轴不松脱。此外, 保证涡轮前、后接触面不发生松脱的最小过盈量分别为-0.002 mm 和-0.001 mm。

3 试验验证

为了验证上文分析结果, 在给定过盈量公差范围内加工制造了一套工艺转子, 在试验台开展了转子稳定性试验。

该试验台为德国申克公司产品, 最高工作转速可达 60 000 r/min, 可以进行转子动特性及动平衡等试验项目。试验件在试验台上的安装如图 14 所示。涡轮泵轴系运动状态监测系统的电涡流径向位移传感器依次安装在涡轮端密封轴套处、二级叶轮前凸肩及一级叶轮前凸肩。图 15 中给出了 3 个测点的振动波德图及 3 个测点的试验重复性振动数据, 从图 15 中可以得出所设计涡轮、叶轮等部件的间隙合理, 转子顺利通过二阶临界转速, 转子系统运行稳定性较好。验证了本文关于涡轮叶轮过盈量设计合理, 在高转速下工作不会出现松脱现象。

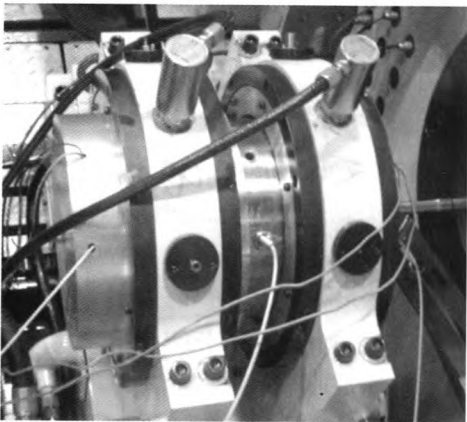


图 14 试验件在试验台上装配图

Fig. 14 Assembly drawing of UUT on test rig

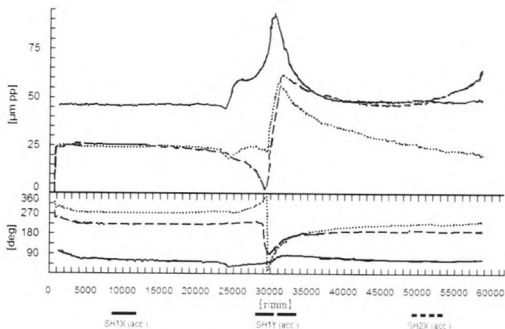


图 15 首次及重复试验的振动波德图

Fig. 15 Vibration Bode diagrams of the first and repeated tests

4 结论

本文针对某发动机涡轮泵转子开展了涡轮、叶轮与轴工艺配合间隙对涡轮泵转子系统动力特性稳定性研究。基于有限元法建立了涡轮、叶轮模型, 分析了高速运转时涡轮、叶轮过盈量大小对转子运行状态的影响, 并给出了最小松脱转速下过盈量的设计值, 在理论分析的基础上进行了转子系统动力特性稳定性试验研究。本文研究内容对影响涡轮泵转子系统稳定性的涡轮叶轮与轴的配合工艺参数的设计具有重要意义, 为进一步研究涡轮泵转子系统的动力性能提供了依据。

参考文献:

[1] 钱振军. 旋转圆盘与轴套装后最小松脱转速的理论计算

- [J]. 铁道师院学报, 2001, 18(3): 10-14.
- [2] 吴荣仁, 陆君毅. 飞轮的超速和飞裂试验研究[J]. 机电工程, 1993 (4): 28-30.
- [3] 姚青文, 李长宝. 套装叶轮不平整表面接触问题的有限元分析[J]. 汽轮机技术, 2014, 56(2): 88-90.
- [4] 高兴, 黄科, 段浩. 高速叶轮的塑性变形特性分析[J]. 鱼雷技术, 2013 (1): 14-19.
- [5] 窦唯. 液体火箭发动机涡轮泵转子密封系统动力稳定性研究[J]. 宇航学报, 2013, 34(12): 1557-1568.
- [6] 黄智勇, 李昌免, 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.
- [7] 窦唯, 褚宝鑫. 支承总刚度对泵转子临界转速及稳定性影响[J]. 火箭推进, 2014, 40(1): 30-38.
- DOU Wei, CHU Baoxin. Effect of bearing supporting stiffness on dynamic stability and critical speed of turbopump rotor system [J]. Journal of rocket propulsion, 2014, 40(1): 30-38
- [8] 吴荣仁, 李勤, 洪伟荣. 带轴涡轮转子在立式超速试验台上的超速试验[J]. 化工机械, 2002, 29(1): 8-10.
- [9] 郭军刚, 王春侠, 胡丽国. 多叶油润滑滑片轴承转子系统动力学特性研究[J]. 强度与环境, 2013, 40(2): 12-20.
- [10] 肖明杰, 黄金平, 李锋. 基于传递矩阵法的涡轮泵转子系统瞬态动力学特性预测和分析[J]. 机械强度, 2011, 33(6): 900-906.

(编辑: 马 杰)

(上接第 6 页)

参考文献:

- [1] 琚春光, 东华鹏, 王国辉. 航天运输系统对火箭发动机的需求[J]. 导弹与航天运载技术, 2011(4): 23-36.
- [2] 赵树萍, 吕双坤. 钛合金在航空航天领域中的应用[J]. 钛工业进展, 2002(6): 18-21.
- [3] 黄旭, 李臻熙, 黄浩. 高推重比航空发动机用新型高温钛合金研究进展[J]. 中国材料进展, 2011, 30(6): 21-27.
- [4] 《世界导弹与航天发动机大全》编委会. 世界导弹与航天发动机大全[M]. 北京: 军事科学出版社, 1999: 135-138.
- [5] 《中国航空材料手册》编辑委员会编. 中国航空材料手册(第四卷)[M]. 北京: 中国标准出版社, 2001: 74-83.
- [6] 李兴无, 沙爱学, 张旺峰, 等. TA15 合金及其在飞机结构中的应用前景[J]. 钛工业进展, 2003, 20(4-5): 90-94.
- [7] 周德惠, 谭云. 金属的环境氢脆及其试验技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [8] ASTM. Standard test method for determination of susceptibility of metals to embrittlement in hydrogen containing environments at high pressure, high temperature, or both: ASTM G142-98[S]. USA: ASTM, 2011.
- [9] 徐镜廉, 宋宁秋, 范存淦, 等. 抗氢钢棒规范 [S]. GJB 5724-2006. 中华人民共和国国家军用标准. 北京: 总装备部军标出版发行部, 2006.
- [10] 杨长江, 梁成浩, 王华. 钛及其合金氢脆研究现状与应用[J]. 腐蚀科学与防护技术, 2006, 18(2): 122-125.
- [11] 张瑞, 陈金存, 沈宏, 等. 航天产品氢脆失效模式防治常用原则及方法[J]. 航天制造技术, 2013 (2): 43-45.

(编辑: 陈红霞)