

诱导轮对高速离心泵性能的影响分析

张召磊, 张楠, 窦唯, 吴玉珍
(北京航天动力研究所, 北京 100076)

摘 要: 基于 Navier-Stokes 方程组和标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 对高速离心泵不同工况下进行了全流道数值模拟。为了验证诱导轮对高速泵性能的影响, 设计两个不同的模型进行模拟, 分析了泵内的压力场和速度场的变化规律, 并预测出其性能曲线。分析表明, 在相同流量下, 诱导轮使高速泵具有更好的流动特性, 可以提高泵扬程、效率。采用数值计算方法可以预测高速泵的性能, 并由水力试验得到了验证。

关键词: 高速离心泵; 诱导轮; 性能预测; 水力试验

中图分类号: V434.2-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2011) 03-0026-07

Impact of inducer on characteristic of high-speed centrifugal pump

ZHANG Zhao-lei, ZHANG Nan, DOU Wei, WU YU-zhen
(Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100076, China)

Abstract: Based on Navier-Stokes equation set and standard $k-\varepsilon$ turbulence model, the full passage numerical simulation of a high-speed centrifugal pump was performed in different working condition. Two different models and their simulations were designed to verify the influence of inducer on the performance of the high-speed centrifugal pump. The variation of velocity and the pressure fields inside the pump are analyzed in detail so as to predicate the pump performance curve. The analysis result shows that the high-speed pump with inducer have better flow characteristics under the same flow rate and the inducer can improve the efficiency and head of the pump. The performance of high-speed pump can be predicted by numerical calculation method. The conclusions made above were verified by hydraulic test.

Keywords: high-speed centrifugal pump; inducer; performance prediction; hydraulic test

收稿日期: 2011-02-11; 修回日期: 2011-04-01

基金项目: 中国航天科技集团公司支撑项目

作者简介: 张召磊 (1984—), 男, 硕士, 研究领域为故障诊断、振动与流固耦合等

0 引言

高速离心泵内部流动复杂, 泵内流动存在湍流、流动分离、汽蚀、二次流等流动现象。随着计算机技术和计算流体力学的发展, 数值模拟技术已成为离心泵内流场分析的重要手段。国内外许多学者已经对离心泵三维流场进行了数值模拟研究。Shukla S N^[1]通过对离心泵内流场数值计算优化离心泵的性能; Shahram D^[2]采用数值计算和试验研究的方法对离心泵进行了性能预测和验证; 严俊峰^[3]对某冲击式涡轮在不同工况下的内流场进行了定常流动数值模拟, 计算结果与试验验证相吻合; 李忠^[4]对轴流泵内部流场进行了数值模拟和试验研究, 为优化设计提供了理论依据; 陈晖^[5]对高速平板诱导轮进行了结构设计与分析, 通过流场计算得到了诱导轮的性能曲线; 成安义^[6]利用 ANSYS 软件对氢透平膨胀机中工作轮和制动轮进行叶片造型, 并对模型进行数值模拟计算; 刘文龙^[7]针对某双吸式离心泵流量和扬程达不到设计要求、效率偏低的情况, 应用数值模拟的方式找出泵存在的问题, 并提出改进措施; 闵思明^[8]采用雷诺时均方法和 SST $k-\omega$ 湍流模型, 对双蜗壳式双吸泵进行了不同工况下三维湍流数值模拟, 将性能预测的结果与试验数据进行比较, 证明了计算方法的可行性; 宋淑娥^[9]用 FLUENT 软件对高压小流量泵内部流场区域的压力分布、速度分布进行了数值仿真, 得出了高压小流量离心泵内部流场状况, 为进一步对高压小流量离心泵进行优化设计提供了理论参考; 严俊峰^[10]对一高速复合叶轮离心泵在设计工况进行了多相位定常流动数值模拟, 分析了由于叶轮与蜗壳相对位置的变化引起的离心泵的速度场、压力场、扬程系数和效率的变化规律。

本文以卧式高速离心泵为研究对象, 针对有和无诱导轮的两种高速离心泵进行了研究。该型高速泵流道包括入口段流道、诱导轮、复合叶轮、导叶及出口段流道, 对高速泵全流场进行不同工况下的三维湍流数值模拟, 分析了泵内压力分布规律和速度分布规律, 计算了泵的扬程和效

率, 并通过试验进行了对比分析。

1 高速离心泵的建模

1.1 计算模型

采用诱导轮的高速离心泵实体如下图 1 所示。采用三维造型软件对高速泵的叶轮、导叶、诱导轮及壳体等进行三维实体建模如图 2 所示。方案 1 为采用诱导轮的高速泵, 如图 2 左, 其中诱导轮和诱导轮壁面的间隙小于 1 mm。方案 2 不含诱导轮的高速泵, 如图 2 右。对模型进行网格划分, 计算区域为离心泵进口到出口的整个流道。进口流道比较规则, 采用六面体结构网格进行划分; 对其他过流部分采用自适应强的非结构化四面体网格进行划分, 以适应诱导轮、叶轮及导叶等过流部件的复杂形状。最终生成的方案 1 的高速泵流道网格数为 1546460, 方案 2 的高速泵流道为 1470139, 如图 3 所示。

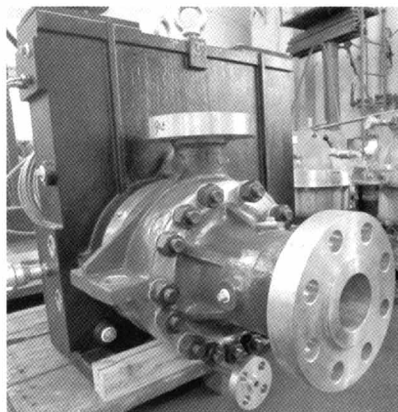


图 1 采用诱导轮的高速泵

Fig. 1 High-speed pump with inducer

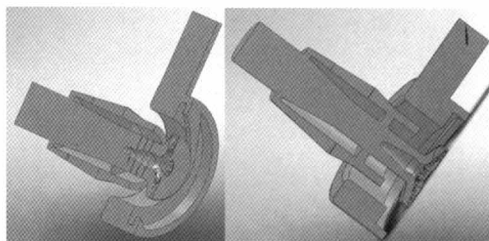


图 2 有和无诱导轮的高速泵计算区域

Fig. 2 Calculation zone of high-speed pump
with and without inducer

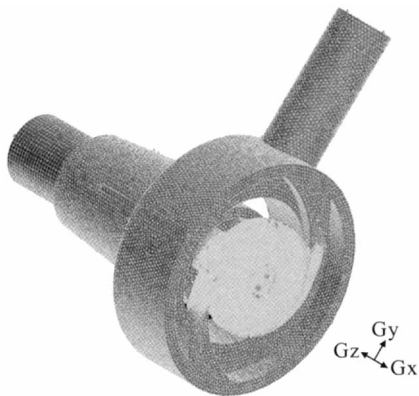


图 3 计算区域网格

Fig. 3 Grid in calculation zone

1.2 控制方程

数值模拟采用三维定常不可压雷诺时均 N-S 方程和标准的 $k-\varepsilon$ 湍流模型。雷诺时均控制方程如下所示。

连续方程为：

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程为：

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (2)$$

式中： ρ 为介质密度； u_i, u_j 为速度； p 为雷诺平均静压； u_i 为脉动量。

标准 $k-\varepsilon$ 方程：

$$\frac{\partial \left[\rho u_i k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} = \rho (p_k - \varepsilon) \quad (3)$$

$$\frac{\partial \left[\rho u_i \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} = \rho \frac{\varepsilon}{k} (p_k c_1 - \varepsilon c_2) \quad (4)$$

$$\mu_t = \rho \frac{c_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

$$p_k = \frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (6)$$

式中： μ_t 为涡粘性系数； p_k 为湍动能 k 生成项；

$c_\mu=0.09$, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\varepsilon=1.3$, $c_1=1.44$, $c_2=1.92$ 。

1.3 计算方法和边界条件

进行流场计算时采用水为工作介质，视为不可压粘性流体，选用非耦合隐式求解器，压力和速度的耦合采用 SIMPLEC 算法，对动量项、湍动能项和湍流耗散率项采用一阶迎风差分格式。欠松弛因子为默认值。残差设置为 $1e-5$ 。

进口边界条件：采用速度进口边界条件，假定切向速度和径向速度为 0，只有轴向速度，方向垂直于进口截面，大小由进口质量流量确定，在设计工况下为 3.8145 m/s。进口处的湍动能值 k 及进口处的湍动能耗散率 ε 的取值为：

$$k=0.005 u_{in}^2$$

$$\mu=\rho u_{in} l / 100$$

$$\varepsilon=0.09 k^{3/2} / l$$

式中： k 为湍动能； u_{in} 为进口轴向速度； l 为进口处特征长度； ε 为湍动能耗散率。

出口边界条件：采用压力出口边界条件，压力为 11.2 MPa。

壁面边界条件：所有计算的固壁面都采用无滑移边界条件，近壁区域采用标准壁面函数。计算中忽略了壁面粗糙度。

2 高速离心泵压力和速度场分析

对离心泵进行数值模拟时，当残差小于 $1e-5$ 时，此时离心泵的进出口总压已经不再变化，进出口流量的差也小于总流量的 0.1%，此时认为计算收敛。

2.1 压力场分析

图 4 为诱导轮表面静压分布图。叶片表面上压力变化都比较均匀，进口到出口逐渐升高。这与诱导轮提高离心泵抗汽蚀性能的作用相符。从图中压力分布可知，诱导轮出口压力比进口压力提高幅度很大。诱导轮的吸力面与压力面的压力沿螺距的变化都比较平均，在叶片边缘处压力较高。因此诱导轮具有显著的增压效果。由图可知，在诱导轮进口处吸力面的外缘压力值很小，这是最容易发生汽蚀的地方。

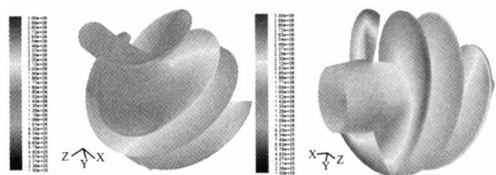


图 4 诱导轮表面静压分布 (方案 1)

Fig. 4 Static pressure distribution on inducer surface

图 5 是方案 1 中诱导轮表面速度矢量分布图。沿着叶片旋转的方向流体速度逐渐升高, 到达轮缘处速度达到最高, 速度分布比较均匀。

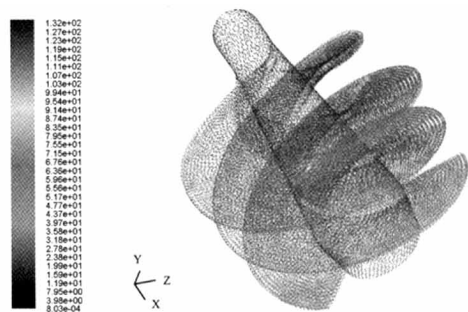
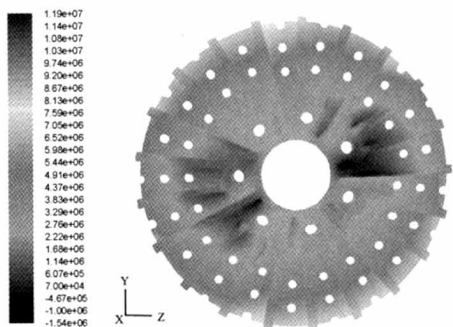
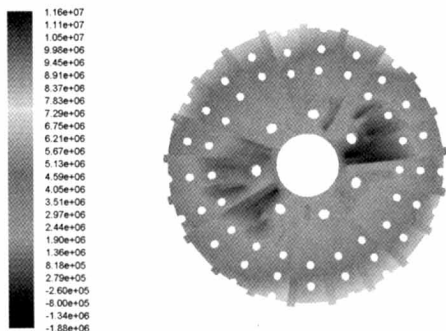


图 5 诱导轮表面相对速度分布

Fig. 5 Relative velocity distribution on inducer surface



(a) 方案 1

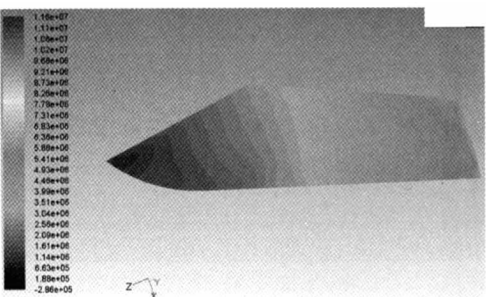


(b) 方案 2

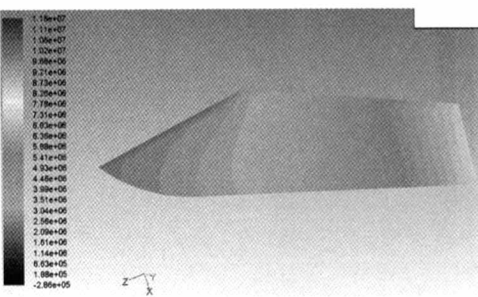
图 6 叶轮表面压力分布

Fig. 6 Static pressure distribution on impeller surface

图 6 是两个方案的叶轮表面压力分布图。可以看出, 两个方案的静压分布有一定的相似性。从叶轮轮毂到叶轮轮缘, 静压不断升高, 因为高速转动的叶轮旋转产生的离心力对泵内流体做功, 且离心力随半径的增大而增大, 因此叶轮表面压力随半径向外逐渐增高。方案 1 的叶轮表面压力分布较均匀, 沿半径向外方向压力逐渐增大, 叶轮轮毂叶片处压力较低, 但周向分布均匀; 方案 2 中叶轮表面压力分布不均匀, 如图 6 中方案 2 叶轮左右两侧深色区域, 静压较低。方案 1 中表面压力分布比方案 2 更均匀, 轮缘处压力也比较一致且高于方案 2 叶轮轮缘压力, 因此方案 1 比方案 2 有更好的增压效果和抗汽蚀能力。



(a) 方案 1 的叶片正面



(b) 方案 1 的叶片背面

图 7 叶轮叶片表面静压分布

Fig. 7 Static pressure distribution on blade surfaces of impeller

图 7 为叶片工作面和背面静压分布图。叶片工作面和背面静压和静压梯度由叶片进口至出口逐渐增大。由于流体受叶片做功作用不均匀, 工作面的静压明显高于相应位置上的背面上的静压。同时, 容易看出叶片背面静压由进口至出口

上升速度大于工作面静压上升速度。在叶片的进口背面根部有明显的低压区存在，此处正是叶轮易发生汽蚀部位。

2.2 速度分析

图 8 是两个方案的叶轮表面速度矢量分布图。两个方案的速度矢量分布有相似之处，靠近叶轮进口处，速度比较低，当液体从叶轮进口到叶轮出口时，流体在旋转叶轮的作用下，液体能量增加，速度逐渐增大，因此流速总趋势都是随着叶轮半径的增大而增大。方案 1 的速度分布比较均匀，流向一致，没有漩涡、回流。产生方案 2 的速度矢量分布比较混乱，并且在方案 2 中圆圈位置有漩涡出现，可以由该处的局部速度矢量图看出，如图 9 圆圈所示，叶轮进口处有漩涡产生，因此不采用诱导轮的高速泵会导致流体在叶轮流动时的能量损失，使得泵扬程降低，效率下降。而方案 1 的高速泵，流体经过叶轮增速增压时，速度矢量方向变化比较均匀，没有漩涡产生，体现了诱导轮的预旋作用对泵性能的影响。

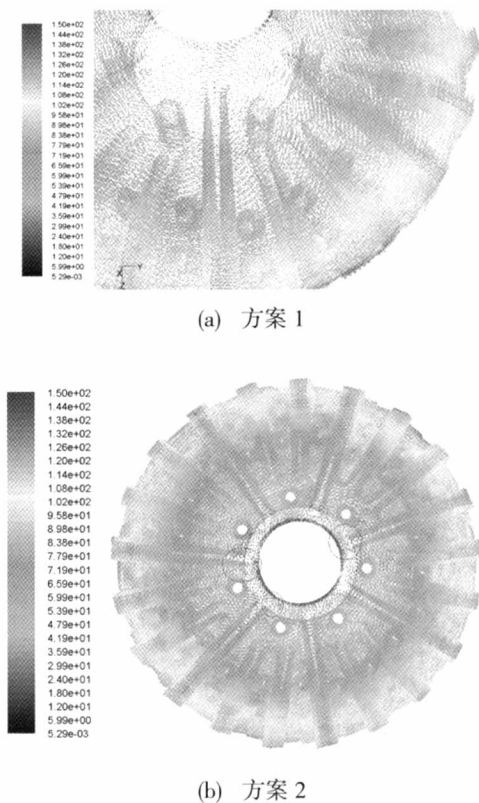


图 8 叶轮表面相对速度分布

Fig. 8 Relative velocity distribution on impeller surface

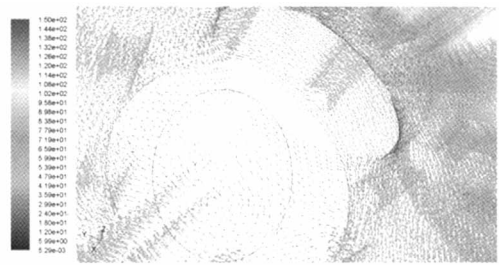


图 9 方案 2 叶轮局部速度分布

Fig. 9 Relative velocity distribution on local impeller surface in design 2

3 高速离心泵性能预测

3.1 不同方案的高速离心泵性能分析

泵的扬程和效率公式如下：

$$H = \frac{p_{\text{out}} - p_{\text{in}}}{\rho g} + \Delta z$$

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{M \omega}$$

式中：\$H\$ 为扬程；\$Q\$ 为流量；\$p_{\text{out}}\$ 为出口总压；\$p_{\text{in}}\$ 为进口总压；\$M\$ 为扭矩；\$\omega\$ 为叶轮旋转角速度；对于此卧式高速泵高度差 \$\Delta z=0\$。

由表 1 可以看出，采用诱导轮的高速泵性能得到了较大的提高，与未采用诱导轮的高速泵计算结果相比，采用诱导轮的方案预测结果扬程提高了 43 m，效率提高 6.1%；而试验结果中扬程提高了 33 m，效率提高了 5.1%，因此诱导轮的存在使得高速泵性能得到了较大提高。方案 1 的预测结果得到了水力试验的验证，预测时忽略了各种摩擦，因此扬程和效率比实际试验时略高。

表 1 预测与试验结果分析

Tab. 1 Analysis of prediction and test results

项目	流量/ (m ³ ·h ⁻¹)	扬程/m	效率/%
方案 1 预测结果	110	948	63.9
方案 1 试验结果	110	938	62.9
方案 2 预测结果	110	905	57.8

3.2 方案 1 的高速离心泵外特性分析

对于采用诱导轮的高速离心泵, 改变入口边界条件, 分别给定 $60 \text{ m}^3/\text{h}$, $80 \text{ m}^3/\text{h}$, $90 \text{ m}^3/\text{h}$, $100 \text{ m}^3/\text{h}$, $110 \text{ m}^3/\text{h}$, $120 \text{ m}^3/\text{h}$ 及 $130 \text{ m}^3/\text{h}$ 的入口流量条件, 得到各自流量下的进出口压力, 并根据泵扬程公式, 绘制流量-扬程特性曲线, 并与实际水力试验扬程曲线对比, 如图 10 所示。

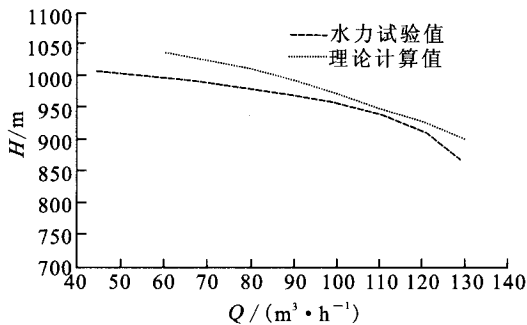


图 10 扬程-流量曲线

Fig. 10 Head-flow curves

由于流场计算时忽略了各项损失, 由图 10 扬程-流量曲线可知, 扬程的数值计算比试验数值偏高, 误差最高约为 4%, 在小流量 $60 \text{ m}^3/\text{h}$ 处出现; 最小误差为 1.06%, 在额定流量即 $110 \text{ m}^3/\text{h}$ 处出现。因此, 理论计算和水力试验的总体趋势是一致的, 误差范围在 4% 以内, 较好的预测了高速泵的扬程。

进一步, 再根据效率公式可得流量-效率曲线, 并与水力试验效率曲线对比, 得到图 11。

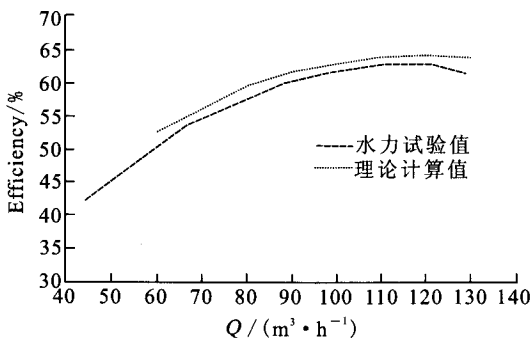


图 11 效率-流量曲线

Fig. 11 Efficiency-flow curves

由图 11 可知, 理论计算与水力试验趋势是吻合的, 在额定流量附近效率达到最高, 在小流

量和超过 $120 \text{ m}^3/\text{h}$ 的流量下, 效率都有所降低。效率的计算值和试验值误差最大为 2.4%, 出现在 $130 \text{ m}^3/\text{h}$ 处; 误差最小为 1%, 出现在额定流量 $110 \text{ m}^3/\text{h}$ 处。

可以看出, 高速泵的性能预测与水力试验结果有偏差, 由于数值计算中没有考虑容积损失、机械损失等, 因此计算效率和扬程要比水力试验的高, 但误差在工程允许的范围內。

4 结论

通过对采用诱导轮和不采用诱导轮的高速泵的数值模拟和性能预测, 可以得到以下结论。

1) 数值计算能形象清晰地展示诱导轮、叶轮等内部压力特征和速度特征。诱导轮增加了叶轮进口处流体的压力, 增强了叶轮的抗汽蚀性能。并且由于诱导轮的预旋作用, 使得进入叶轮后的流体流动平稳, 而没有诱导轮的高速泵则在叶轮处出现了漩涡。

2) 通过试验对比, 验证了高速泵外特性计算分析的准确性及采用诱导轮的高速泵设计参数的合理性, 并对进一步的设计工作有指导作用。

参考文献:

- [1] SHUKLA S N, KSHIRSAGAR J T. Numerical experiments on a centrifugal pump [J]. ASME Fluids Engineering Division (Publication), 2002, 257 (2B): 791-798.
- [2] SHAHRAM D, AHMAD N. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32 (8): 1620-1627.
- [3] 严俊峰, 逮婉茹. 冲击式涡轮内部流动数值研究[J]. 火箭推进, 2009, 35(1): 31-35.
- [4] 李忠, 杨敏官. 轴流泵内部流场数值模拟及实验研究[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(11): 1847-1850.
- [5] 陈晖, 张恩昭, 谭永华, 等. 高速平板诱导轮的结构设计与分析[J]. 火箭推进, 2009, 35(3): 31-34.
- [6] 成安义, 付豹, 张启勇. 氮透平膨胀机叶轮造型与设计方法[J]. 低温工程, 2010 (5): 33-36.

(下转第 59 页)

6 结论

研制的缓应变数据采集系统是集数据采集、数据处理、数据分析、通道校验为一体的液体火箭发动机地面试验测试设备,具有多类型、多通道参数采集的特点,系统实现最大程度的程控操作,功能完善、操作简便、性能稳定可靠。满足液体火箭发动机地面试车中的参数采集、数据分析、处理的要求,满足研制需求。

新系统的研发突破了多项关键技术,具有独立硬件集成和软件开发特点的综合性数据采集处理系统。采集设备选用模块化PXI和SCXI结合的总线方式,具有较强的可扩展性,软件开发过程进行了软件可行性评审、软件架构、代码编写、软件测试等开发技术。使软件的可靠性得到了保证,实现了VB6.0平台对NI采集硬件的深度开发。

经过调试与一段时间的与地面热试使用,新系统满足设计指标,采集数据准确可靠,已作为试验区应变数据测量的主系统,成为其他特殊信号、小信号测量的辅助系统、也成为关键参数测

量主系统的有效备份和补充。提升了试验区的测量系统能力。

参考文献:

- [1] 混平,赵政社.水击压力高速采集系统研制[J].火箭推进,2008,34(4):55-59.
- [2] 混平.缓变测量系统的干扰及抑制方法[J].火箭推进,2007,33(2):59-62.
- [3] 蒋兴加,李正兵.液氧/煤油发动机试验测量系统的抗干扰技术[J].火箭推进,2005,31(3):54-58.
- [4] 赵万明.液氧/煤油发动机试车主要参数主要测量方法研究[J].火箭推进,2006,32(5):51-55.
- [5] 张彦兵,陈树礼.几种常用应变测试技术的比较分析[J].山西建筑,2006,32(3):77-78.
- [6] 侯俊明.应变测量系统误差分析[J].现代电子技术,2002(5):12-15.
- [7] 郑秀媛,谢大吉.应力应变电测技术[M].北京:水利电力出版社,1983.
- [8] 郭霄峰,李耀华.液体火箭发动机试验[M].北京:宇航出版社,1991.

(编辑:马杰)

(上接第31页)

- [7] 刘文龙,郭加宏,陈红勋.CFD在双吸式离心泵优化设计中的应用[J].工程热物理学报,2007,28(3):412-423.
- [8] 闵思明,杨敏,王福军.双蜗壳式双吸离心泵流动特性的数值研究[J].流体机械,2010,38(10):29-32.
- [9] 宋淑娥,马驰,潘兴河.高压小流量离心泵三维建模及流场分析[J].大连交通大学学报,2009,30(2):26-29.
- [10] 严俊峰,陈炜.高速复合叶轮离心泵多相位定常流动数值模拟[J].火箭推进,2007,33(1):28-31.

(编辑:马杰)