

文章编号:1004-4213(2011)07-1013-7

超高速摄影仪转镜动力学性能的研究

余春晖¹,李春波^{2a},刘春平^{2b},潘莹^{2a},柴金龙^{2a},王红志^{2a},李景镇^{2b},黄虹宾²

(1 深圳职业技术学院 汽车与管理学院,广东 深圳 518055)

(2 深圳大学 a. 机电与控制工程学院;

b. 深圳市微纳光子信息技术重点实验室,广东 深圳 518060)

摘 要:对超高速摄影仪转镜动力学特性提出了系统的数值分析方法,包括对转镜分别进行模态、谐响应、灵敏度数值分析和试验研究.首先利用数值方法提取出转镜前 5 阶固有频率、振型及转镜幅频特性曲线,发现转镜的 1 阶和 2 阶共振带出现了叠加现象,在 1 阶弯曲振动处幅频特性曲线上的峰值远大于其它各阶的峰值,最大应力出现在转轴上,说明转轴的损伤是转镜失效的主要形式,1 阶弯曲是转镜失效的主要原因.为验证转镜结构尺寸与转镜固有频率的关系,利用 ANSYS 参量化设计语言建立转镜固有频率灵敏度分析模型,使用 ANSYS 概率设计模块对转镜进行了固有频率灵敏度数值分析.计算结果表明,镜体外接圆半径和转轴轴段 2 半径对转镜固有频率影响最大.灵敏度实验结果表明,转镜的结构尺寸改变引起的转镜固有频率的改变方式和改变程度与数值分析结果是一致的.为转镜动力学设计提供了较高准确度的数值分析方法.

关键词:超高速摄影仪;转镜;模态分析;谐响应分析;灵敏度分析;实验研究

中图分类号: TB872

文献标识码: A

doi: 10.3788/gzxb20114007.1013

0 引言

超高速摄影仪作为高速流逝过程记录设备,被广泛应用于离子物理、爆破、穿靶、流场显示、激光物理等现代经济、科研和国防技术等领域^[1].转镜则是超高速摄影仪的“心脏”,是摄影仪中记录图像的关键部件.由于需要转镜在极短时间内转速达到 5.0×10^5 rpm,其动力学特性直接影响超高速摄影仪的时间分辨率、成像效果、系统稳定性、可靠性以及摄影仪的使用寿命^[1-2].在超高速摄影仪的研制过程中,对转镜的力学性能尤其是动力学性能的研究就显得尤为重要,而对转镜固有频率的研究则是转镜动力学研究的根本,文献[3-10]从不同的方面对转镜静力学强度和模态进行了探讨,并建立起了转镜的动静力学仿真分析模型.

以往对转镜力学性能的研究只是针对转镜动力学性能的某一个方面进行分析,并根据得到的结果改进转镜结构.本文对转镜的动力学特性提出了系统的数值分析方法,并通过试验对数值分析的结果进行了验证.首先对转镜进行了模态分析,得到转镜前几阶固有频率和振型,以及对应的固有频率下转镜的应力分布情况;然后对转镜进行谐响应分析,得

到转镜在正弦简谐载荷下的幅频特性曲线以及转镜在不同频率下的响应值;最后对转镜的固有频率灵敏度进行了数值分析和试验,得到转镜各结构尺寸对转镜各阶固有频率的影响程度和影响方式,为在转镜设计过程中确定转镜在某转速下的固有频率个数,避免共振影响提供了系统的动力学数值分析方法.

1 转镜模型

图 1 是转镜有限元模型.转镜转轴材料为 45 号钢,并经调质、淬火处理,其弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.26,密度为 $7\ 800\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.镜体选用硬铝合金,其弹性模量为 71.7 GPa,泊松比为 0.33,密度为 $2\ 780\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.转轴与镜体采用过盈装配,并使用单列深沟球轴承支撑.

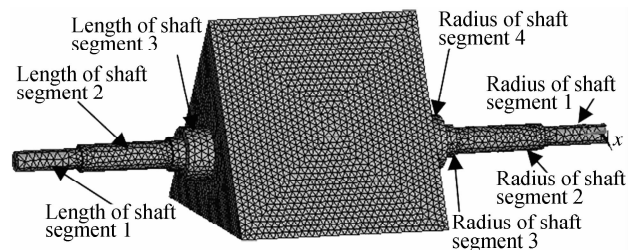


图 1 转镜有限元模型

Fig. 1 Finite element model of rotating mirror

基金项目:国家自然科学基金(No. 60978039)资助

第一作者:余春晖(1977-),女,讲师,硕士,主要研究方向为计算力学. Email: yuchunhui@szpt.edu.cn

通讯作者:黄虹宾(1964-),男,教授,主要研究方向为超高速摄影. Email: huanghb@szu.edu.cn

收稿日期:2010-12-20;修回日期:2011-02-21

2 模态分析

转镜的模态分析^[6-10]是深入研究转镜动力学特性的起点,也是谐响应分析、固有频率灵敏度分析的基础.文献[11]对模态的理论进行了较详细阐述.

2.1 模态数值分析

转镜从静止加速到最高转速并回到静止状态,其历时不超过 2s,但转镜在开始运转的一段时间

内,由于速度相对较低,在某一点停留的时间相对要长,如果固有频率点落在低转速范围内,转镜发生共振的概率就高.而对于转镜的高阶固有频率点,由于转速较高,转镜能够快速跃过共振点.故本文只提取转镜的前 5 阶模态.计算结果如表 1.为节省篇幅,文中只列出了 1 阶振型及前 3 阶模态应力图(见图 2~3).

表 1 转镜模态分析结果
Table 1 Modal analysis of rotating mirror

	The first modal	The second modal	The third modal	The fourth modal	The fifth modal
Frequency/Hz	713.6	954.6	955.0	2 793.7	2 795.2
Critical speed/rpm	42 817.2	57 277.2	57 299.4	167 622	167 712
Vibration	The first torsional vibration	The first lateral bending vibration	The first vertical bending vibration	The second lateral bending vibration	The second vertical bending vibration

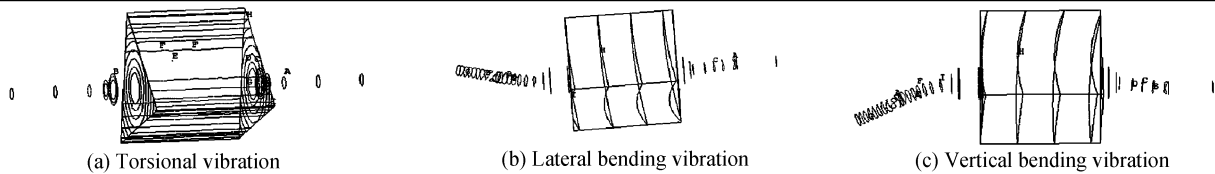


图 2 1 阶扭转及其横向、纵向弯曲

Fig. 2 The first torsional vibration, lateral and vertical bending vibration

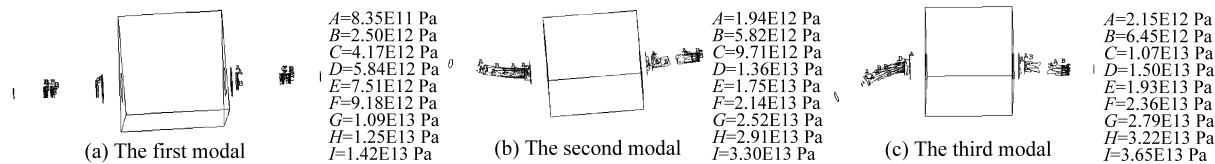


图 3 1 阶、2 阶、3 阶模态应力

Fig. 3 Stress contours of the first, second and third modal

图 2(a)和表 1 显示在 713.6 Hz 处,转镜出现 1 阶扭转振型,而扭转振动将直接影响转镜的扭转强度如图 3(a),易发生扭转破坏.转镜的 2、3 阶模态集中出现在 955 Hz 处,分别表现为沿 X 轴方向的横向弯曲和沿 Y 轴方向的纵向弯曲(图 2(b)~(c)),且二者的应力分布基本一致(图 3(b)~(c)),这说明该固有频率点就是转镜的 1 阶弯曲固有频率点,转镜的 2、3 阶模态是转镜 1 阶弯曲的两个分量.转镜的极值应力均分布在转轴上,最大应力出现在转轴的约束位置或者轴肩尺寸突变位置,这说明转轴的损伤是转镜出现失效的主要形式.转镜 1 阶弯曲发生在临界转速 5.7×10^4 rpm 附近(见表 1),且为 1 阶横向弯曲和 1 阶竖直弯曲的合成,其最大应力为 3.87×10^{13} Pa,是 1 阶扭转的 2.5 倍.由于 1 阶弯曲固有频率点出现在转镜加速上升的初始阶段或是减速下降的终止阶段,转镜必将两次通过该固有频率点,而该固有频率点附近转镜的转速不高,且相对于其他高阶固有频率点,转镜在该处停留的时间相对较长,故共振发生的可能性较大.如果转镜因转速不够而在该共振带停留过长时间使共振得到发

展,转镜势必在该处断裂.相对于 1 阶扭转,1 阶弯曲的临界转速与其相差不大,但是 1 阶弯曲时的应力远大于 1 阶扭转.每次运行转镜因两次通过该临界点而将对转轴产生不可逆的疲劳损伤,所以转镜的 1 阶弯曲将是转镜出现破坏的主要原因.

2.2 模态试验

转镜模态试验测试系统由电机驱动系统、转镜试验台、加速度传感器、WS—5932 综合信号采集系统、PC 机、振动信号采集、处理和分析软件 Vib' SYS Software 等组成.信号采集系统的采样频率为 3 000 Hz,采样时间 30 s,谱分析谱线数 16 834,频率分辨率 0.061 Hz.图 4 为转镜试验测试系统流程图.

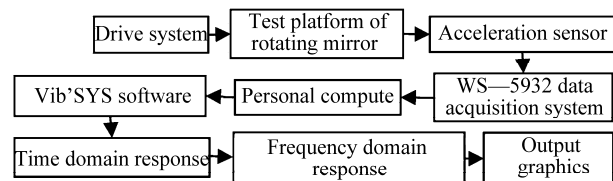


图 4 转镜试验测试系统流程

Fig. 4 Rotating mirror test system flow scheme

该系统使用高频电机作为驱动装置和激励源,

在驱动转镜加速过程中通过信号采集系统中的加速度传感器测得转镜在运行时的时域响应信号. 在 Vib'SYS Software 中对采集的信号进行快速 FFT 变换, 将时域信号变换为频域响应信号, 再用 Vib'SYS Software 绘制出转镜的幅频特性曲线. 限于篇幅, 文中只提取转镜一阶扭转和一阶弯曲固有频率点处的位移响应曲线, 如图 5.

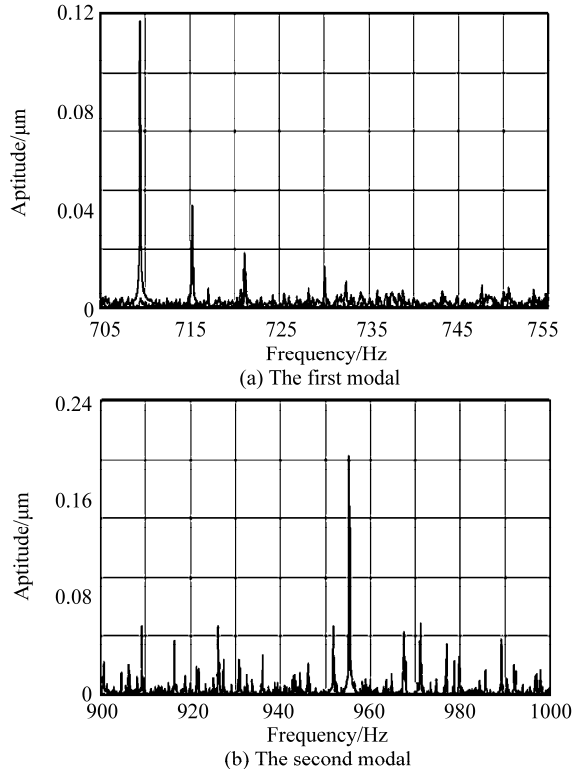


图 5 1 阶扭转和弯曲处的幅频特性曲线
Fig. 5 Frequency-amplitude characteristic curves at the first torsion and bending

在转镜的位移响应曲线上, 分别于 709 Hz 和 954 Hz 处出现了振幅峰值, 说明这两个频率点是转镜的两个固有频率点. 这与转镜模态数值分析结果中 1 阶模态的频率为 713.6 Hz、2 阶模态的频率为 954.6 Hz 和 3 阶模态的频率为 955.0 Hz 是一致的. 对比图 5 中 (a) 和 (b) 两小图可知, 转镜在 954 Hz 处的峰值大于其在 709 Hz 处的峰值, 说明转镜数值模态分析结果是正确的.

3 谐响应分析

转镜谐响应分析主要用于分析持续周期载荷作用下转镜振动的周期响应, 及确定转镜在承受正弦规律变化载荷时的稳定响应. 分析转镜在不同频率下的响应, 得到响应值与幅频特性曲线, 从而预测转镜的动力学性能. 本节通过谐响应数值模拟得到转镜在一定简谐激励下的幅频特性曲线, 并通过转镜

试验测试系统对转镜进行谐响应试验, 得到实际情况下转镜的幅频特性曲线, 然后比较数值解与实验结果. 模态分析需要施加激励源, 如果这个激励源是持续简谐载荷, 那么该动力学分析就是谐响应分析. 因此转镜谐响应分析不仅可以预测转镜的动力学特性, 确定转镜受迫振动的频率范围, 检验转镜的设计能否成功地克服受迫振动引起的破坏, 还可以验证转镜模态分析的准确性.

3.1 数值模拟

图 6 是转镜谐响应分析后提取前 4 000 Hz 的转镜上一点的 X、Y、Z 三个方向上的幅频特性曲线. X、Y 两个方向的曲线重合在一起, Z 方向上的振动幅值远小于 X、Y 方向. 三条曲线峰值对应于模态分析的 960 Hz 和 2 800 Hz 两处出现峰值. 由图 11 可见曲线在 1 阶弯曲固有频率点 960 Hz 处的峰值是 2 阶弯曲固有频率点 2800 Hz 处的 4 倍. 转镜在 960 Hz 处共振带比 2 800 Hz 处的要宽, 且曲线在 700 Hz 处曲线的斜率出现了突变. 其原因是 1 阶弯曲是转镜 2、3 阶模态的合成, 且 1 阶扭转位于转镜 1 阶弯曲共振带内, 对 1 阶弯曲有加强作用. 转镜 1 阶弯曲临界转速位于转镜加速过程中的低速带内, 其在 1 阶弯曲共振带内因为相对停留时间长, 共振必将有一定程度的发展. 因此转镜在该频率带内最容易出现破坏, 这与转镜模态分析结果是一致的.

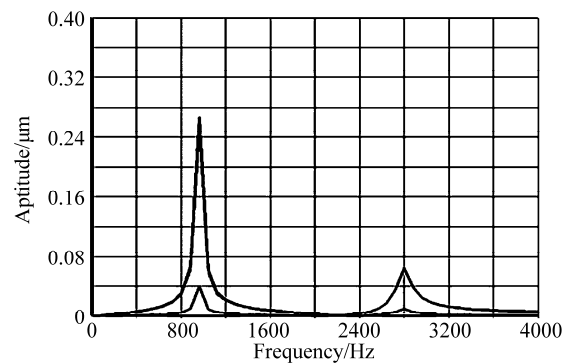


图 6 谐响应数值模拟的幅频特性曲线
Fig. 6 Frequency-amplitude characteristic curves of harmonic simulation

3.2 试验分析

在转镜试验测试系统上按照谐响应数值分析施加载荷的方式对转镜进行谐响应分析试验. 本文提取转镜在 1 阶弯曲频率点处的幅频特性曲线, 结果如图 7. 图中显示在 952 Hz 处转镜幅频特性曲线出现峰值, 这与转镜谐响应数值分析幅频特性曲线 960 Hz 处曲线出现峰值是对应一致的, 说明转镜谐响应数值分析的结果是正确的. 而转镜模态分析和谐响应分析结果的一致性也说明了这一点.

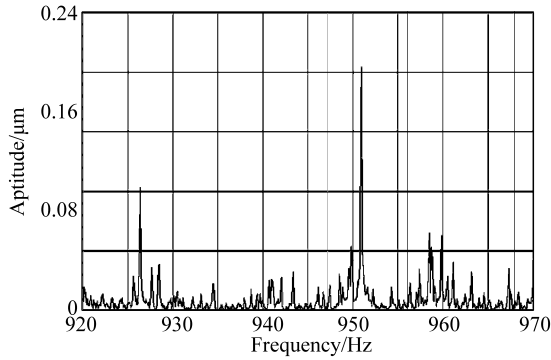


图 7 转镜谐响应试验的幅频特性曲线

Fig. 7 Frequency-amplitude characteristic curves of rotating mirror harmonic experiment

4 转镜固有频率灵敏度分析

通过对转镜的固有频率灵敏度进行分析,能够评价出转镜模态分析中结构尺寸等随机输入参量的不确定性对于转镜固有频率的影响,预测转镜各结构尺寸在预定概率密度分布函数范围内变化可能产生的固有频率变化趋势,以及转镜各结构尺寸对各阶固有频率的影响程度和影响方式,再通过选取合适的尺寸参量,以最小转镜结构尺寸的改变达到设计要求的最佳效果.本节基于 ANSYS 的概率设计(Probabilistic Design System, PDS)模块对转镜进行固有频率灵敏度分析,首先利用 ANSYS 的参数化设计语言(ANSYS Parameter Design Language,

APDL)建立转镜固有频率灵敏度分析模型,通过模态分析计算生成转镜固有频率灵敏度循环执行文件,然后利用 Monte Carlo 法对转镜的结构尺寸等不确定输入参量在概率密度分布函数进行拉丁超立方抽样,并对提取的大量试样点进行多次循环计算.最后根据计算结果统计分析出转镜固有频率与转镜的结构尺寸的 Spearman 秩相关系数^[12],求得转镜的结构尺寸与转镜固有频率的相关性和相关程度.

4.1 数值模拟

利用 Monte Carlo 方法对转镜固有频率进行灵敏度分析需要在其 APDL 参数化建模中指定结构尺寸等随机输入参量及其概率密度分布函数类型.文中以转镜转轴轴段 1 长度(Length of shaft segment 1, L_1)和半径(Radius of shaft segment 1, R_1)、轴段 2 长度(Length of shaft segment 2, L_2)和半径(Radius of shaft segment 2, R_2)、轴段 4 长度(Length of shaft segment 4, L_4)和半径(Radius of shaft segment 4, R_4)、轴段 3 半径(Radius of shaft segment 3, R_3)、镜体长度(Length of mirror body, L_5)和镜体外接圆半径(Circumradius of mirror body, R_5)作为转镜固有频率灵敏度分析的随机输入参量.表 2 随机输入参量的分布类型以及分布类型的特征参量值.

表 2 转镜结构尺寸等随机输入参量及其分布

Table 2 The distribution and random input parameters of rotating mirror

Variable number	Random input variable	Variable name	Distribution function	Distribution range/m	Mean value/m
1	Length of shaft segment 1	L_1	Uniform distribution	0.008 00~0.012 00	0.010 0
2	Radius of shaft segment 1	R_1	Uniform distribution	0.001 25~0.00175	0.001 5
3	Length of shaft segment 2	L_2	Uniform distribution	0.012 00~0.016 00	0.014 0
4	Radius of shaft segment 2	R_2	Uniform distribution	0.001 50~0.002 50	0.002 0
5	Length of shaft segment 4	L_4	Uniform distribution	0.035 50~0.045 50	0.040 5
6	Radius of shaft segment 4	R_4	Uniform distribution	0.003 00~0.005 00	0.004 0
7	Length of mirror body	L_5	Uniform distribution	0.030 00~0.035 00	0.032 5
8	Radius of shaft segment 3	R_3	Uniform distribution	0.002 00~0.004 00	0.002 5
9	Circumradius of mirror body	R_5	Uniform distribution	0.015 00~0.025 00	0.020 0

表 3 是转镜固有频率灵敏度分析中提取转镜各随机输入结构变量对其前 5 阶固有频率的灵敏度的 Spearman 秩相关系数. Spearman 秩相关系数为正,说明转镜的该结构参量与转镜固有频率正相关,固有频率值随着该参量值的增大而增大;Spearman 秩相关系数为负,说明转镜的该结构参量与转镜固有频率负相关,固有频率值随着该参量值的增大而减小;Spearman 秩相关系数绝对值的大小反应该结构参量与转镜固有频率相关程度.表 3 显示转镜 1 阶固有频率与 R_5 的 Spearman 秩相关系数为 -0.785 ,相关程度最高. R_2 与转镜 1 阶固有频率的 Spearman

秩相关系数为 0.523,是最大的正相关参量. L_1 对转镜 1 阶固有频率的影响最小, R_2 是影响转镜 2 阶固有频率点最大的结构参量,其 Spearman 秩相关系数为 0.684. R_5 是与转镜的 2 阶固有频率负相关参量中最大的量,绝对值为 0.570. 与 2 阶固有频率类似, R_5 和 R_2 二者与转镜 3 阶固有频率的相关性相反, R_5 与转镜 3 阶固有频率的 Spearman 秩相关系数为 -0.595 , R_2 与转镜 3 阶固有频率的 Spearman 秩相关系数为 0.672. 转镜结构尺寸对转镜的 2、3 阶固有频率的影响方式和影响程度是一致的.这是因为转镜的 2、3 阶模态是 1 阶弯曲在两个方向上的

分解. 转镜结构尺寸对转镜 4、5 阶固有频率的影响 与其对转镜 2、3 阶固有频率的影响类似.

表 3 转镜输入输出参量的 Spearman 秩相关系数

Table 3 Spearman rank order correlation coefficients between input and output variables

Input	Output parameter	L_1	L_2	L_4	L_5	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5
	FREQ ₁	-0.020	-0.258	-0.037	-0.009	0.242	0.523	-0.084	0.050	-0.785
	FREQ ₂	-0.018	-0.436	-0.083	-0.006	0.210	0.684	0.077	0.037	-0.570
	FREQ ₃	-0.015	-0.404	-0.094	-0.003	0.218	0.672	0.070	0.034	-0.595
	FREQ ₄	-0.066	-0.404	-0.051	-0.042	0.196	0.658	0.061	0.011	-0.636
	FREQ ₅	-0.060	-0.404	-0.052	-0.041	0.197	0.656	0.066	0.011	-0.636

4.2 试验分析

采用单一变量原则在转镜测试系统上对转镜进行固有频率灵敏度试验. 根据转镜固有频率灵敏度分析结果设计三个转镜. 三个转镜的结构尺寸如表 4. 以转镜 1 各结构尺寸为标准, 相对于转镜 1, 转镜 2 的 R_5 增大 1 mm、转镜 3 的 L_1 减小 1 mm. 对各个转镜进行模态数值分析, 求得各个转镜的前 5 阶模态, 结果如表 5, 表中显示各转镜各阶固有频率发生的变化和转镜灵敏度分析的结果相一致. 同时分别对这三个转镜分别进行模态试验, 提取各转镜 1 阶固有频率点处的幅频特性曲线如图 8, 图中显示转镜 1 的 1 阶模态为 717 Hz, 转镜 2 的 1 阶模态为 644 Hz, 转镜 3 的 1 阶模态为 718 Hz. 对比转镜 1

和 2 的模态试验结果, 发现 R_5 尺寸增加 5%, 转镜幅频特性曲线上的 1 阶固有频率点从 717 Hz 减小到 644 Hz, 变化率为 10.2%; 对比转镜 1 和 3 的试验结果发现, 当 L_1 减小 10%, 转镜 1 阶固有频率仅增大 0.1%. 这与转镜的固有频率灵敏度数值分析结果 R_5 、 L_1 与 1 阶固有频率的相关性和相关程度是对应的. 模态试验结果与转镜固有频率灵敏度数值分析结果一致表明, 使用 PDS 数值方法能够准确预测转镜结构尺寸等随机输入参量对转镜固有频率的影响方式和影响程度, 从而为在转镜的结构设计中, 考虑其动力学特性的影响, 提供了定量参考的依据.

表 4 转镜固有频率灵敏度试验转镜随机输入参量值

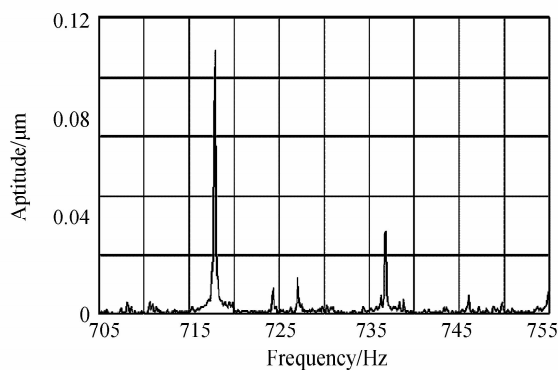
Table 4 The random input parameter value of rotating mirror dynamic sensitivity experiment

Rotating Mirror Number	R_1/m	R_2/m	R_3/m	R_4/m	R_5/m	L_1/m	L_2/m	L_4/m	L_5/m
1	0.001 5	0.016 0	0.002 5	0.004 0	0.020 0	0.010 0	0.014 0	0.040 5	0.032 5
2	0.001 5	0.016 0	0.002	0.004 0	0.021 0	0.010 0	0.014 0	0.040 5	0.032 5
3	0.001 5	0.016 0	0.002 5	0.004 0	0.020 0	0.009 0	0.014 0	0.040 5	0.032 5

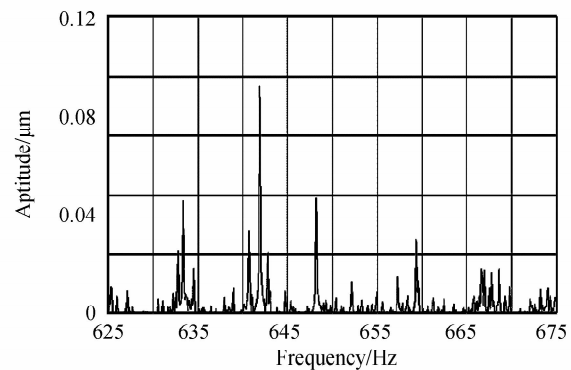
表 5 转镜固有频率灵敏度仿真结果

Table 5 The results of rotating mirror dynamic sensitivity numerical simulation

Rotating Mirror Number	The first natural frequency/Hz	The second natural frequency/Hz	The third natural frequency/Hz	The fourth natural frequency/Hz	The fifth natural frequency/Hz
1	713.6	954.6	955.0	2 793.7	2 795.2
2	644.4	919.2	919.7	2 661.7	2 663.4
3	713.6	946.7	947.6	2 821.3	2 824.9



(a) The rotating mirror 1



(b) The rotating mirror 2

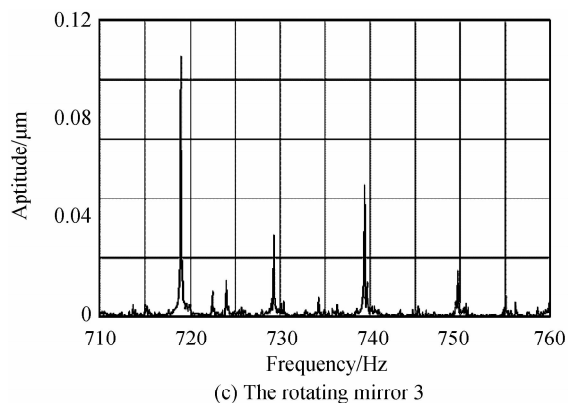


图 8 转镜 1、2 和 3 的 1 阶模态点的幅频特性曲线
Fig. 8 The frequency-amplitude characteristic curve of the rotating mirror 1, 2 and 3 at first modal

5 结论

对超高速摄影仪转镜动力学特性提出了系统的数值分析方法, 包括对转镜固有频率进行了模态、谐响应、灵敏度分析, 并利用实验做了验证, 数值分析结果与实验值吻合很好。

分析结果表明, 转镜的极值应力均分布在转轴上, 而最大应力出现在转镜的约束位置或者是轴肩位置等尺寸发生突变的之处。转轴的损伤是转镜出现失效的主要形式。转镜 1 阶弯曲的共振带最宽、振幅最大, 且 1 阶扭转固有频率点落在该频率带内。转镜两次通过该固有频率点时, 相对其高阶固有频率点滞留的时间较长, 共振有充分发展的空间。转镜的 1 阶弯曲是转镜出现失效的主要原因。

转镜的结构尺寸中对转镜的固有频率影响程度最大的是 R_5 和 R_2 , 但是二者与同阶固有频率的相关性正好相反。为达到设计要求, 可以根据转镜固有频率灵敏度分析结果修改转镜结构尺寸, 使转镜转速落在 1 阶固有频率以内。如果转镜转速过高不能落在 1 阶固有频率以内, 可以修改结构尺寸使转镜在工作转速内的固有频率点的个数尽量少的、1 阶固有频率值尽量大的, 且远离工作转速。使转镜在加速、运行过程中能够避开或快速的跳过共振点, 避免共振的发生。为转镜的动力学设计提供了系统性的依据。

参考文献

[1] LI J Z, SUN F S, GONG X D, *et al.* Model S-150 ultra-speed framing camera with continuous access [C]. *SPIE*, 2003, **4948**: 336-341.

- [2] TAN Xian-xiang. The uncertainty analysis of the measurement results of high speed rotating mirror streak camera [J]. *Acta Photonica Sinica*, 2002, **31**(11): 1387-1390.
谭显祥. 高速扫描相机时间测量不确定度分析 [J]. *光子学报*, 2002, **23**(11): 1387-1390.
- [3] HUANG Hong-bin, CHAI Jin-long, GONG Xiang-dong, *et al.* Advance deforming mirror faces of rotating for streak camera [J]. *Acta Photonica Sinica*, 2008, **37**(5): 1015-1018.
黄虹宾, 柴金龙, 龚向东, 等. 扫描式超高速摄转镜镜面的几何补偿 [J]. *光子学报*, 2008, **37**(5): 1015-1018.
- [4] HUANG Hong-bin, CHAI Jin-long, LI Jing-zhen, *et al.* Design and mechanical analysis on rotating mirror with honeycomb cellular structure in ultra-high speed camera [J]. *High Power Laser and Particle Beams*, 2008, **20**(3): 363-366.
黄虹宾, 柴金龙, 李景镇, 等. 超高速摄影中蜂窝结构转镜的设计与力学性能 [J]. *强激光与粒子束*, 2008, **20**(3): 363-366.
- [5] LI J Z, SUN F S, GONG X D, *et al.* Study on dynamic behavior of rotating mirrors [C]. *SPIE*, 2005, **5638**: 117-123.
- [6] HUANG Hong-bin, LI Jing-zhen, GONG Xiang-dong, *et al.* Modal analysis of rotating mirror clipped by the elastic bearings for ultra-high speed photography [J]. *High Power Laser and Particle Beams*, 2007, **9**(2): 225-228.
黄虹宾, 李景镇, 龚向东, 等. 超高速摄影中弹性支撑转镜的模态分析 [J]. *强激光与粒子束*, 2007, **9**(2): 225-228.
- [7] HUANG Hong-bin, SUN Feng-shan, LI Jing-zhen, *et al.* Modal analysis for aluminous rotating mirror of ultra-high speed camera [J]. *Acta Photonica Sinica*, 2007, **36**(4): 746-749.
黄虹宾, 孙凤山, 李景镇, 等. 超高速摄影中铝转镜的模态分析 [J]. *光子学报*, 2007, **36**(4): 746-749.
- [8] LI Jing-zhen, SUN Feng-shan. Dynamic property of rotating mirror of high intensity [J]. *Acta Photonica Sinica*, 2000, **29**(5): 636-639.
李景镇, 孙凤山. 超高速摄影用高强度铝合金转镜动态特性的研究 [J]. *光子学报*, 2000, **29**(5): 636-639.
- [9] HUANG Hong-bin, CHAI Jin-long, LI Jing-zhen, *et al.* Mechanical analysis on beryllium rotating mirror of ultra-high speed camera [J]. *Journal of Shenzhen university Science and Engineering*, 2007, **24**(2): 122-125.
黄虹宾, 柴金龙, 李景镇, 等. 超高速摄影中铍转镜静力学与动力学性能分析 [J]. *深圳大学学报理工版*, 2007, **24**(2): 122-125.
- [10] HUANG Hong-bin, LI Jing-zhen, SUN Feng-shan, *et al.* Numerical simulation on static property for rotating three-faced mirror of ultra-high speed photography [J]. *Acta Photonica Sinica*, 2007, **36**(7): 1364-1368.
黄虹宾, 李景镇, 孙凤山, 等. 超高速摄影中三面体转镜力学特性的计算机仿真 [J]. *光子学报*, 2007, **36**(7): 1364-1368.
- [11] 李德葆, 陆秋海. 实验模态分析及其应用 [M]. 北京: 科学出版社, 2001: 4-23.
- [12] 王静龙, 梁小葇. 非参量统计分析 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2006: 130-137.

Dynamic Research for Rotating Mirror of Ultra-high Speed Camera

YU Chun-hui¹, LI Chun-bo^{2a}, LIU Chun-ping^{2b}, PAN Ying^{2a}, CHAI Jin-long^{2a},

WANG Hong-zhi^{2a}, LI Jing-zhen^{2b}, HUANG Hong-bin²

(1 *Automotive & Transportation Engineering, Shenzhen Polytechnic, Shenzhen, Guangdong 518055, China*)

(2 a. *College of Mechatronics and Control Engineering;*

b. *Shenzhen Key Laboratory of Micro-Nano Photonic Information Technology,*

Shenzhen University, Shenzhen, Guangdong 518060, China)

Abstract: A model and harmonic simulation analysis and experiments have been done separately by the finite element analysis software ANSYS and its first five natural frequencies, vibration models and the frequency response curve of rotating mirror were obtained. In the displacement frequency response curve of rotating mirror, the resonance bands of torsional vibration and bending vibration were overlapped, and the maximum peak value at the first bending vibration was greater than others. The stress of the first bending vibration was much larger than the others and the maximum stress appeared in the shaft. The main form of failure is the damage of the shaft, and the front bending vibration is the main reason of rotating mirror failure. With the model of rotating mirror natural frequency sensitivity compiled by ANSYS Parametric Design Language, the numerical analysis and experiment of rotating mirror natural frequency have been done using the Probabilistic Design System of ANSYS to study the interrelationship between physical dimensions and the natural frequencies. The numerical results reveal that the dependency of the circumcircle radius R_5 of mirror body and the radius of shaft 2 with the same frequency is opposite, and the degree of correlation of R_5 and R_2 is higher than another. The results of experiment show that the change mode and degree due to the same change of different structural parameters of rotating mirror is identical with numerical analysis. This study provides a quantifiable indicator for dynamic design of rotating mirror.

Key words: Ultra-high speed camera; Rotating mirror; Modal analysis; Harmonic analysis; Degree of sensitivity; Resonance