

# 弹性空间机构动态响应的实验研究\*

张 渊 邱银福 余跃庆

(基础科学部)

**【摘要】**用测量机构杆件中动应变的方法进行了 RSS'R 空间机构弹性动态响应的实验研究,并将实验结果与相应的理论分析曲线进行了比较,结果表明:实验与理论曲线基本吻合,从而使理论分析方法较好地得到了验证.

**关键词:**弹性空间机构, 动应变, 动态响应

机构运动弹性动力学(简称 KED)是近年来发展起来的机构学中的一个新的分支,它主要研究,在高速运转条件下的机构杆件弹性变形对机构运动和动力特性的影响,这在高、精、尖技术领域中有广泛应用前景.到目前为止,绝大多数的研究都反映仅在平面连杆机构的 KED 分析范围内,而对空间机构领域的研究很少<sup>[1]</sup>.文献[2]提出了一种适用于平面和空间机构进行 KED 分析的高效新方法——准动态分析法(QDA方法),成功地解决了进行机构 KED 分析时所带来的分析精度和计算速度之间的矛盾,理论计算效果较好.然而,文献[2]仅限于 QDA 方法的理论研究,缺乏实验检验.因此,为了进一步完善 QDA 方法的研究,笔者从实验的角度对此方法进行了验证.

实验研究是机构 KED 领域中的一个重要组成部份.从以前这方面的研究来看,基本上都是在平面机构的范围<sup>[3~5]</sup>,把实验研究作为已有 KED 分析理论的一种检验手段来完善其理论,文献[4.5]是其中最成功、最有影响的范例,但关于空间连杆机构的 KED 实验研究目前还未见过报道:我们对典型常用的 RSS'R 空间四杆机构的弹性动态响应进行了实验研究,并通过实验进一步验证了文献[2]中的理论分析结果.

## 1 实验

### 1.1 实验原理

在机构的 KED 分析中,各杆件中的弹性位移和动应力是两项最重要的动态特性指标.因此在理论和实验研究中都是主要研究对象.从实验角度考虑,测量机构杆件中动应变是实验力学中比较成熟的技术,它简单易行,方便可靠,而动应变与动应力及弹性变形之间都存在着一定的关系,因此,只要知道弹性机构的动应变,就可以了解其动态特性.所以,本实验主要目的是测量 RSS'R 机构连杆和摇杆中点处的动应变随曲柄转角变化的曲线形状和数值大小,然后与文献[2]中 QDA 方法理论分析结果进行比较,从而检验理论方法的正确性.

### 1.2 RSS'R 机构实验台的设计

RSS'R 空间机构 KED 分析理论模型如图 1 所示(各参考系及弹性自由度都表示在

\*国家自然科学基金项目.  
收稿日期:1990-05-18.

图1中). 有关此机构 KED 分析理论详见文献 [2], 机构结构尺寸如下:

$h_1=67.1\text{mm}$ ,  $h_2=241.5\text{mm}$ ,  $h_3=60.0\text{mm}$ ,  $s_3=0.0\text{mm}$ ,  $h_4=50.0\text{mm}$ ,  $s_4=273.8\text{mm}$ ,  $\alpha_{2,3}=0^\circ$ ,  $\alpha_{3,4}=90^\circ$ .

根据理论分析模型及参数设计的 RSS'R 机构实验台如图 2 所示.

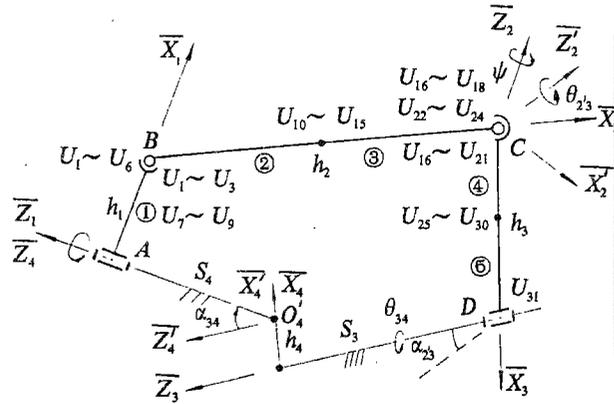


图1 RSS'R 机构理论分析模型

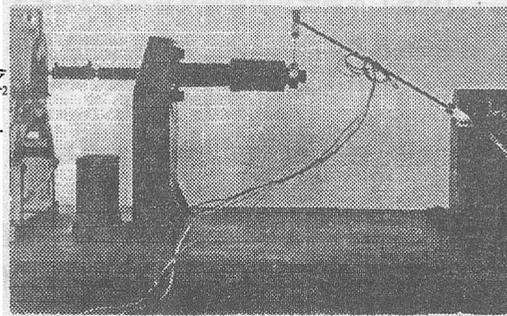


图2 RSS'R 机构实验台

为了消除机架振动对机构特性的影响, 把整个机构固定在一块在重量上比机构本身大得多(至少两个数量级以上)的钢制机架上. 机构杆件材料为 45 号钢材, 质量密度  $\rho=7.751 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ , 弹性模量  $E=207 \text{GN/m}^2$ , 许用应力  $[\sigma]=353 \text{MN/m}^2$ . 各杆件截面尺寸是经过文献 [2] 的最优综合所得结果. 两连架杆截面均为矩形, 具体尺寸为:  $y_1=3.35 \text{mm}$ ,  $z_1=1.0 \text{mm}$ ,  $y_3=3.25 \text{mm}$ ,  $z_3=1.05 \text{mm}$ . 连杆设计成圆棒. 直径  $d_2=4.0 \text{mm}$ , 整个机构杆件总重量小于 40g, 这样, 有利于充分表现出弹性机构的特性.

RSS'R 机构中球副(S 副)和球销副(S' 副)起着重要作用. 它的设计、加工和安装直接影响机构的精度问题. 为了减少此两运动副本身重量和结构尺寸, 提高其本身的运动精度, 减少对机构的影响, 这里采用了在关节球轴承基础上再加设支架和球销的办法, 使连杆两端直接与球轴承内圈连接, 而外圈则通过支架与两连架杆相连. 这样, 由于球轴承本身精度较高, 重量很轻 (4g), 因此对机构影响不大. 较好地满足了设计要求, 整个球副和球销副各自总重量分别为 29g 和 49g.

### 1.3 实验设备

根据实验目的要求, 实验中采用的测试系统, 如图 3 所示, 实验设备见图 4.

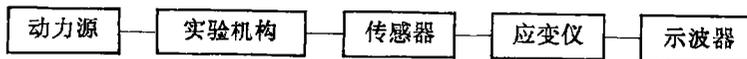


图3 测试系统图

实验时, 为测得各杆件中最大动应变, 将电组应变片分别贴于 RSS'R 机构的连杆和摇杆中点处的  $O_2 X_2 Z_2$  和  $O_3 X_3 Z_3$  平面内, 每个方向上对称贴两片, 采用半桥形式接线法连接, 将信号送入应变仪, 通过示波器可得到杆件受力时的应变曲线图形和数值大小. 机构曲柄转速为 400r/min, 直接由同心直流恒力矩电机驱动. 以便消除曲柄轴受力弯曲成偏而产生的

振动及曲柄转速波动对机构动态特性的影响。

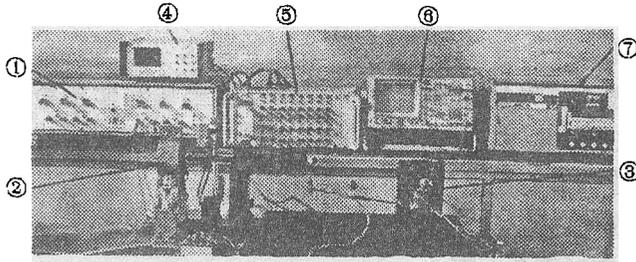


图4 实验设备

1. WYJ-9B型晶体管稳压电源；
2. SYL-5直流力矩电机；
3. RSS'R机构；
4. PNZ-II型智能双路转速仪；
5. 6G02多通道手提式应变仪；
6. HM205-2型存储电子示波器；
7. SC16型光线示波器

## 2 实验结果分析

实验结果如图5、6所示，图5~6中实线表示在100Hz的滤波条件下得到的图形，由于此频率已高于曲柄转动频率(42Hz)，因此，在此曲线上有高频振荡现象，可认为是真实KED特性曲线；而虚线所示曲线是在频率为10Hz的低通滤波条件下得到的相应曲线，曲线比较光滑，根据文献[2]分析理论，可认为此时的波形相当于准静态(KES)状态下的实验曲线。

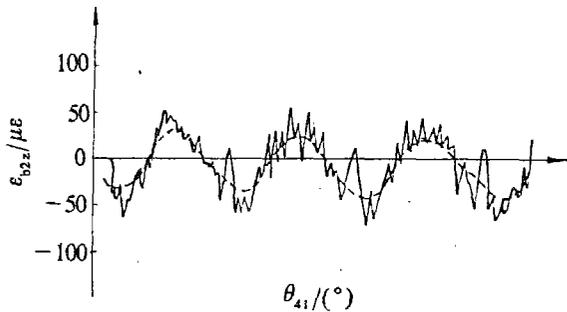


图5 连杆中点动应变实验曲线

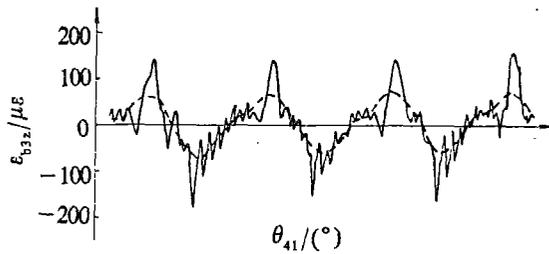


图6 摇杆中点动应变实验曲线

由文献[2]中QDA方法分析的理论曲线相应地表示在图7、图8中，同样，实线表示KED曲线，虚线则表示KES曲线。

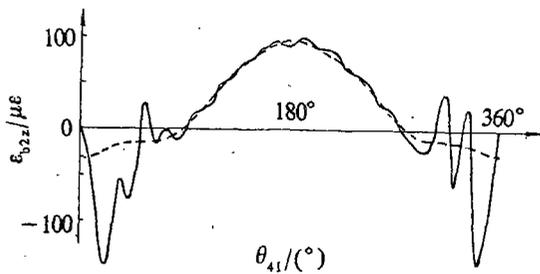


图7 连杆中点动应变理论曲线

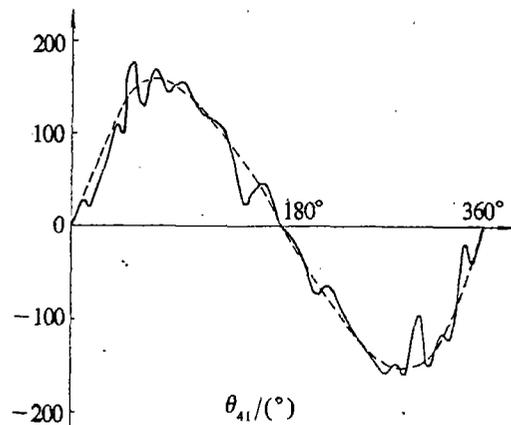


图8 摇杆中点动应变理论曲线

比较理论分析和实验曲线可以看出:理论和实验结果的 KED 曲线都是在其相应的 KES 曲线附近波动,并且波动趋势基本相同,而且两者的 KES 曲线变化形状也比较相近,只是在绝对数值上有些差距.由此可以推断,如果在两种情况下 KES 分析方法是正确可靠时,则相应的 KED 曲线之间的差距也将是很小的,而根据前人的经验和实践检验可知, KES 方法本身是一种可靠而有效的分析方法,这就说明,文献[2]中所提出的 QDA 方法作为机构 KED 分析的近似方法在计算精度上是能够满足要求的.

实验与理论曲线上的误差主要表现在两者在 KES 分析上的误差,这种误差主要是实验中系统误差所造成的,其主要原因有以下几方面:

1) 实验机构与理论分析模型有一定差距,主要是实验机构的连接副结构相对偏大,使机构总刚度有所增加,因此实验结果往往小于理论值.

2) 应变片的粘贴误差对测量结果有较大影响,尤其是机构的连杆较细,贴片的方向误差不易消除.

3) 机构球销副的加工和安装精度较难保证有时有局部干涉现象,这是结果中出现不正常峰值的主要原因.

4) 应变片信号引出线质量偏大,其惯性作用在高速情况下对实验结果有一定影响.

5) 机构中轴承间隙、摩擦、误差等因素对高速弹性机构的影响不可忽略,而在理论分析时却未予考虑.

6) 机构曲柄转速的波动和机架本身的振动对整个实验系统都有一定影响.

7) 各测试仪器的固有误差和实验中的测试误差也是影响实验结果的一个方面.

### 3 结论

通过对 RSS'R 空间弹性机构的实验研究,较好地验证了文献[2]中所提出的 QDA 方法对进行机构 KED 分析的正确性和可靠性.同时,也对实验中所产生的误差给出了适当的解释,这种误差并不影响以上结论.

此项工作是在白师贤教授的直接指导下完成的,在此深表谢意;对程咏梅、周竞学、王申光等同志在实验过程的热情帮助表示感谢.

### 参 考 文 献

- 1 余跃庆,高速空间连杆机构运动弹性动力学分析、综合及特性的系统研究.博士学位论文 1991年1月,北京工业大学
- 2 余跃庆,连杆机构运动弹性动力分析的一种高效方法.北京工业大学学报,1990,16(3):17~23
- 3 Golebiewski E P, Sadlar J P. Analytical and Experimental Investigation of Elastic Slider-Crank Mechanisms. ASME JI Engng Ind, 1976,98B: 1266 ~ 1271
- 4 Alexander R M, Lawrence K L. An Experimental Investigation of the Dynamic Response of an Elastic Mechanism. ASME JI Engng Ind, 1974, 96B: 268 ~ 274
- 5 Alexander R M, Lawrence K L. Experimentally Determined Dynamic Strains in an Elastic Mechanism.

- ASME JI Engng Ind, 1975, 97B: 791~794
- 6 Sutherland G H. Analytical and Experimental Investigation of a High-Speed Elastic-Membered Linkage. ASME JI Engng Ind, 1976 98B: 788 ~ 794
  - 7 Stamps F R, Bagic C, Dynamics of Planar Elastic, High-Speed Mechanisms Considering Three-Dimensional Offset Geonmetry: Analytical and Experimental Investigations, ASME JI Mech. Transmiss. Automat. Design, 1983 (105): 498~510
  - 8 Thompson B S, Euccaro D, Gamache D, Gamdhi M V, An Experimental and Analytical Study of the Dynamic Response of a Linkage Fabricated from a Unidirrctional Fiber-Reinforced Composite Laminate, ASME JI Mech. Transmiss Automat Design, 1983(105) 526 ~ 533
  - 9 张策, 陈树勋等. 论弹性连杆机构的低阶谐振现象. 机械工程学报, 1986, 22 (1): 81~92

## Experimental Investigation on the Dynamic Response of an Elastic Space Mechanism\*

Zhang Yuan Qiu Yinfu Yu Yueqing

( Department of Basic Sciences )

**【Abstract】** This paper presents an experimental investigation on the elastodynamic response to an Rss'R space mechanism through the strain gauge technique used in the links of the mechanism. A comparison between the experimental results and the relevant thoretical curves is also presented. It is shown that the theoretical and experimental curves agree well, which proves the analysis theory.

**Key Words :** elastic space mechanism, dynamic response, dynamic strain

\* The project is supported by the National Natural Science Foundation of China.