

文章编号: 1000-8055(2003) 05-0662-07

金属橡胶阻尼器在转子系统中的应用

郭宝亭, 朱梓根

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘要: 对带鼠笼式弹支和金属橡胶阻尼器的氢涡轮泵转子进行了试验研究。作为组合支承, 金属橡胶阻尼器有它独特的优点, 应用在氢涡轮泵转子上, 其减振效果很明显。从接近一阶临界转速的试验来看, 加阻尼器时转子系统的振动较未加阻尼器可降低90%左右。并与理论计算结果进行了对比, 对比表明, 其中两个临界转速点有很好的 consistency。与其它类型的减振器相比, 其制作工艺、安装条件几乎不受任何限制。

关键词: 航空、航天推进系统; 金属橡胶; 组合支承; 氢涡轮泵; 转子系统

中图分类号: V 231. 96

文献标识码: A

Application of Metal-Rubber Damper to the Rotor System

GU O Bao-ting, ZHU Zi-gen

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Metal-Rubber (MR) is a new damper material, and it offers elasticity of rubber. Theoretical and experimental investigation of hydro-turbopump rotor system showed that MR has special advantages as a combined bearing. It can reduce vibration effectively. From the data of tests conducted at the rotating speed very near the first critical rotating speed, it can be seen that the vibration level of rotator with MR damper as its bearing system is reduced by 90%. Other advantages of the MR damper are its easy making craft and good installation conditions.

Key words: aerospace propulsion system; metal rubber; combined bearing; hydro-turbopump; rotor system

1 应用背景

一般航天器的工作环境都十分恶劣, 如高温、低温、噪声、振动、宇宙射线等。次同步进动是氢涡轮泵研制中的关键问题之一, 曾多次发生严重影响发动机研制进度的事例。本文提出用环型金属橡胶阻尼器作为支承, 可以解决现有阻尼器一些不易克服的问题。

金属橡胶是由金属丝制造的多孔材料, 因其具有类似橡胶的弹性而得名。由于它本质上是一种金属材料, 比真实橡胶的环境适应性强。因此,

金属橡胶构件在需要防振的装置和系统中的使用效率很高。在航天运载动力装置中的应用, 尚属首次。为了保险起见, 本文所用的环型金属橡胶减振器, 在氢氧泵发动机中, 是与折返式鼠笼弹支一起安装在转子上的。图1为折返式鼠笼弹支与金属橡胶材料组成的组合支承, 其中环型金属橡胶减振器是镶嵌在折返式鼠笼弹支内外环中。

折返式鼠笼弹支与金属橡胶材料组成的组合支承, 其设计思想是组合支承的刚度主要由折返式鼠笼弹支来提供, 而金属橡胶结构材料主要提供阻尼和部分刚度。因此, 对于金属橡胶材料的刚

收稿日期: 2002- 11- 15; 修订日期: 2003- 07- 08

作者简介: 郭宝亭(1963-), 男, 辽宁沈阳人, 高级工程师, 北京航空航天大学能源与动力工程学院博士后, 主要从事转子动力学、结构强度及振动试验技术研究。

度特性主要利用其线性段和软特性段。组合支承安装在转子上, 由于转子存在一定的不平衡量, 当转子转动时, 会因存在不平衡力而引起振动。随着转速的不断增大。当转速到达某阶临界转速时, 振



图1 组合式支承实物
Fig. 1 Combined bearing

动最大。此时可以充分发挥金属橡胶结构材料的阻尼耗能作用, 从而降低和减弱转子在临界转速时的振动。同时增大了转子系统的阻尼, 可抑制转子系统自激振动, 提高失稳门槛转速。

2 刚度和阻尼

图2为组合式支承静刚度试验示意图。折返

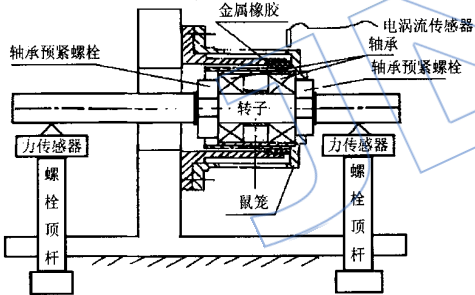
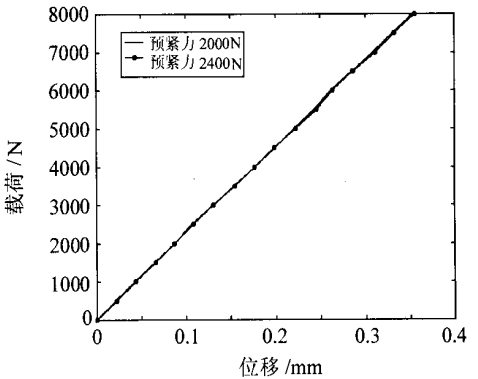


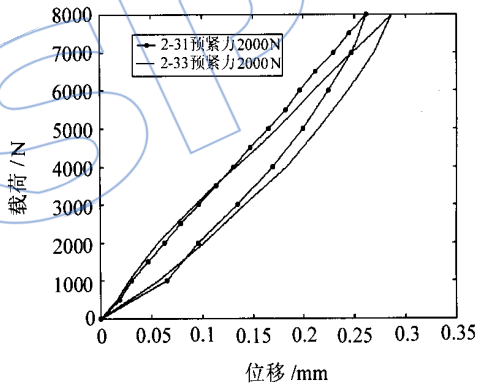
图2 组合式支承静刚度试验示意图
Fig. 2 Experimentation of static stiffness on combined bearing

式鼠笼弹支内环支承在成对双联轴承上。轴承在使用过程中承受一定的轴向预紧力, 试验时可以通过轴承预紧螺栓施加预紧力。在组合支承的安装过程中, 轴承的预紧力和阻尼器的安装紧度等因素, 对整个支承系统的刚度均有直接影响。

图3为氢泵鼠笼不加阻尼(a)和加金属橡胶阻尼器(b)的力-位移曲线。



(a) 氢泵鼠笼不加金属橡胶



(b) 氢泵鼠笼加金属橡胶

图3 氢泵鼠笼及组合支承的力与位移曲线
Fig. 3 Curve of static stiffness of hydro-turbopump and combined bearing

从图中看出, 鼠笼弹性支承加上金属橡胶阻

表1 金属橡胶阻尼器及组合支承刚度

Table 1 MR damper and static stiffness of combined bearing

实验件		金属橡胶刚度/ 10^7 (N/m)		鼠笼刚度/ 10^7 (N/m)	组合刚度/ 10^7 (N/m)
弹支类型	金属橡胶	计算值 ^[1]	试验值		
低刚度	45#	0.594	0.56	2.6	3.194
	51#	0.645	0.76		3.245
高刚度	21#	0.858	2.99*	4.424	5.282
	23#	0.936	2.07*		5.36

注: * 因为金属橡胶试验件尺寸超差。

尼器后,其支承变形特性与无阻尼时有明显的不同,静刚度曲线呈现出有迟滞环。此外,在大量的试验中发现,鼠笼弹支刚度不同,其与阻尼器的组合刚度不同,迟滞回线也不同。因此,对于组合支承的应用,应综合考虑各个影响因素,包括金属橡胶阻尼器的安装紧度、金属橡胶的密度等都对支承系统的组合刚度有影响。下面表1为转子试验用环型金属橡胶阻尼器的性能参数。

对于振动阻尼的测量可由自由振动衰减法来获得。测试结果:折返式鼠笼弹性支承的阻尼很小,其阻尼比仅接近0.002,而组合弹支的阻尼比均在0.07~0.2之间。所以组合式支承系统的阻尼主要由金属橡胶阻尼器来提供。

3 转子动力特性试验

转子动力特性试验为了考核环型金属橡胶阻尼器承受不平衡力的能力,以及对不平衡力响应的影响。这里用真实转子对其进行动态响应分析。火箭发动机氢涡轮泵转子是双弹性支承高速转子,分别在涡轮端、泵端,装有由折返式鼠笼、环型金属橡胶减振器组成的组合式弹性支承系统。在

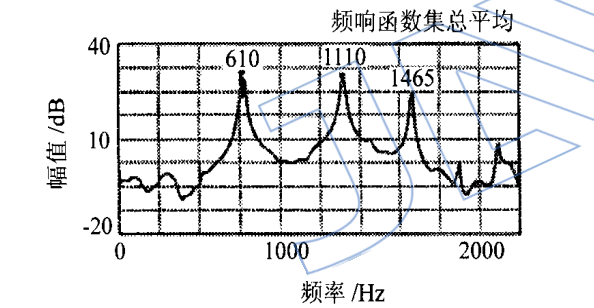


图4自由状态下图
Fig. 4 Freedom

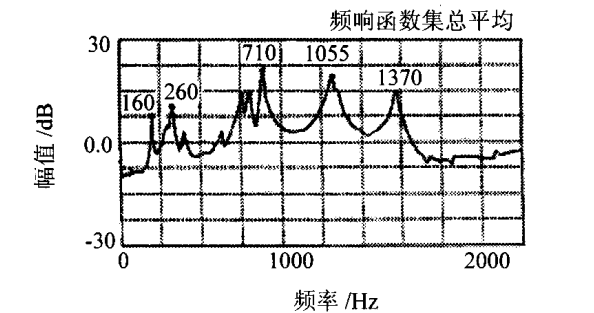


图5 弹性支承不加阻尼
Fig. 5 Bearing without MR

进行转子动态特性试验之前,用敲击法对该转子进行了模态分析试验,试验分别为自由状态、弹支

及弹支加阻尼三种状态。试验中得到转子在非转动状态下的谱分析图。通过分析可以得到该转子在不同状态下的固有频率、模态振形,以及各阶固有频率下对应的阻尼比。从图中可以看出,转子在三种不同状态下各阶固有频率,而从各阶固有频率峰值的大小可以判断各种支承的减振效果(如图4~图6)。

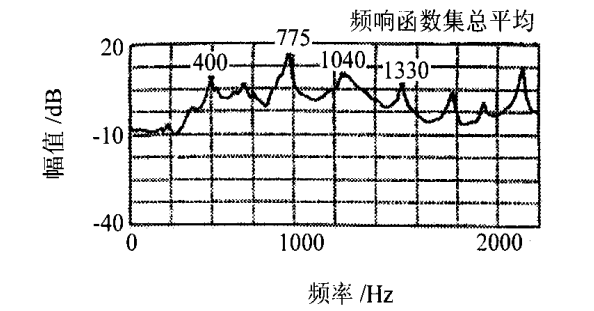


图6 弹性支承加阻尼
Fig. 6 Bearing with MR

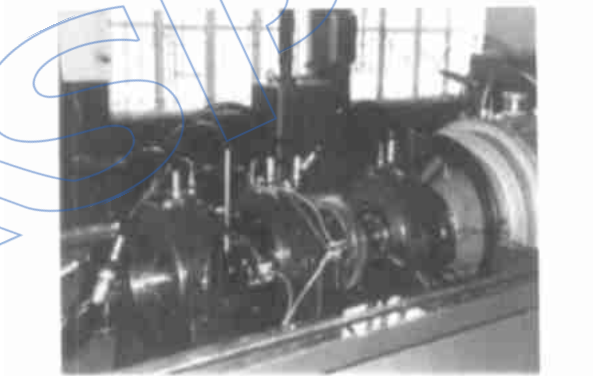


图7 高速转子试验台图
Fig. 7 High-speed rotor test bed

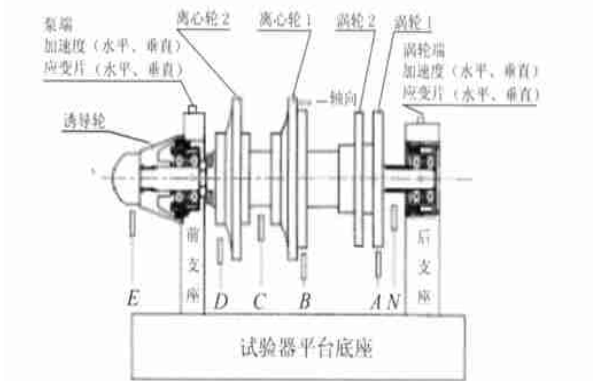


图8 氢涡轮泵转子测试系统示意图
Fig. 8 Hydro-turbopump rotor and measure system

从图中可以看出,金属橡胶减振器的隔振效果还是比较明显的。但是,它的主要性能优势还不

止于此,对于大不平衡量、大振幅振动能量的耗散能力,以及它的环境适应能力是其它结构材料所无法替代的。图7为某高速转子试验台。其转子系统的测试方案见图8。

氢涡轮泵转子是由诱导轮、两级离心泵和两级涡轮组成。在转子的两端(泵端和涡轮端)装有弹性支承。轴承支承在鼠笼式弹性支承上,为了提高转子的稳定性和降低振动的响应,在弹性支承处镶嵌一个环型金属橡胶阻尼器,其力学关系为并联关系。

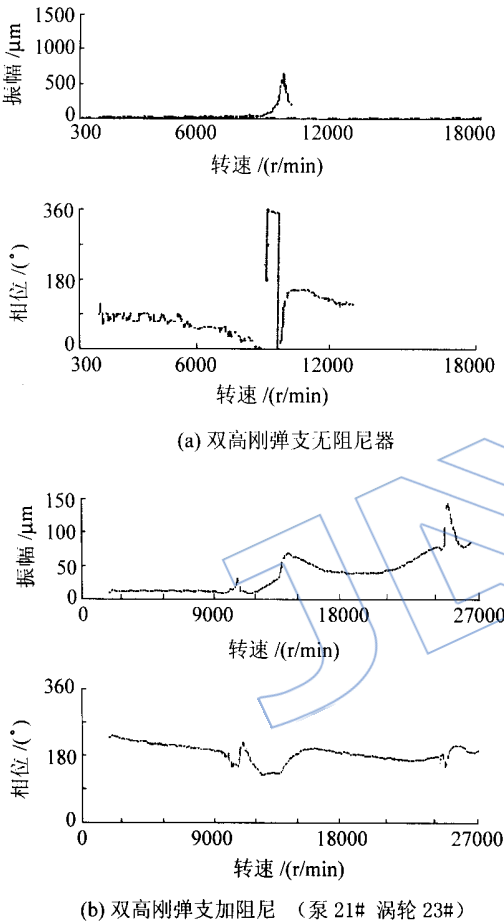


图9 氢涡轮泵转子平衡前泵端水平动态特性曲线

Fig. 9 Displacement response curve of hydro-turbopump rotor on level of pump-end before balance

通过旋转试验考核了转子在高转速下的动态特性。如图9~图11分别为氢涡轮泵转子平衡前泵端、转子中间、涡轮端水平动态特性曲线。其中图中(a)为不加阻尼器的鼠笼弹性支承情况;图中(b)为加阻尼器的鼠笼弹性支承情况,括号中为金属橡胶阻尼器试验件号。每图中的上半部为振幅,

下半部为相位。从图中可以看出,鼠笼弹支在没有安装金属橡胶阻尼器的情况下,氢涡轮泵转子勉强通过了第一阶临界转速,由于振动过大,试车没有继续加速到第二阶临界转速。安装金属橡胶阻尼器之后,氢泵转子顺利通过了第二阶临界转速。这说明在组合弹性支承中,受外载荷的作用,金属橡胶材料产生挤压、摩擦,耗散了部分能量,使得转子在通过临界转速时的振动能量大大降低。因此,组合弹性支承的减振效果良好,而且它有较强的阻尼性能,能适应较大的不平衡量。它与无阻尼鼠笼弹支的转子响应相比,可使转子过临界转速时的振幅峰值降低很多,仅对第一临界转速其减振效果达90%。

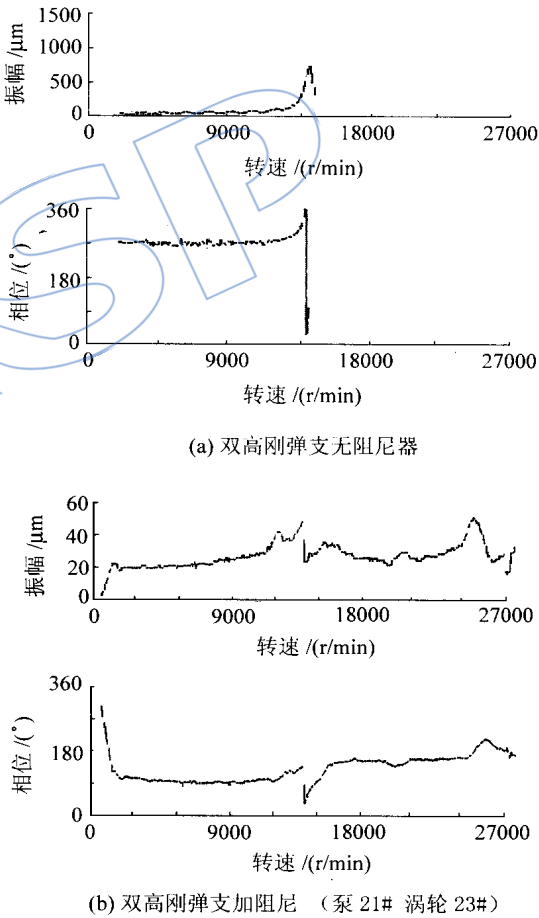


图10 氢涡轮泵转子平衡前转子中间水平动态特性曲线

Fig. 10 Displacement response curve of hydro-turbopump rotor on level of rotor-middle before balance

前面的试验结果显示:折返式鼠笼弹支主要用来提供刚度;金属橡胶阻尼器主要用来提供阻

尼,由这两者组成的组合弹支减振效果是明显的。例如,氢涡轮泵转子进行动平衡试验过程中,没有安装金属橡胶阻尼器,在第二阶临界转速(约15000 r/min)附近进行高速动平衡时,由于泵端鼠笼弹性支承受共振的影响,鼠笼条应力过大而发生断裂,而此时开车试验仅十次左右。此外,氧泵转子进行旋转试验时,在没有安装金属橡胶阻尼器的情况下,鼠笼弹支受共振的影响,由于鼠笼条应力过大而无法通过第一阶临界转速。而在安装金属橡胶阻尼器后,则可以顺利地通过第一阶临界转速。如图12为氧泵转子平衡后转子中部水平动态特性曲线。图中(a)为不加阻尼器的鼠笼弹支情况;图中(b)为加阻尼器的鼠笼弹支情况。其中每图中的上半部为位移,下半部为相位。图13为转子平衡后双低刚度弹支加阻尼器的振动特性响应曲线。

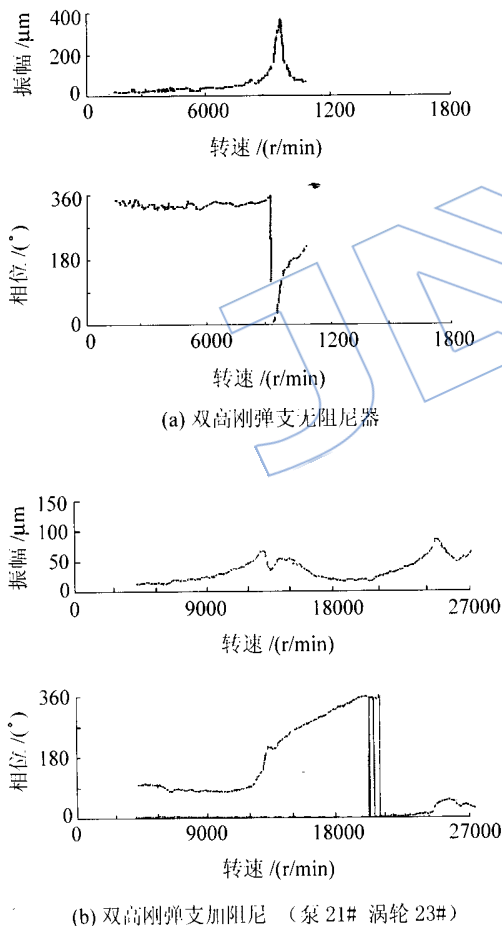


图11 氢涡轮泵转子平衡前涡轮端水平动态特性曲线

Fig. 11 Displacement response curve of hydro-turbopump rotor on level of turbo-end before balance

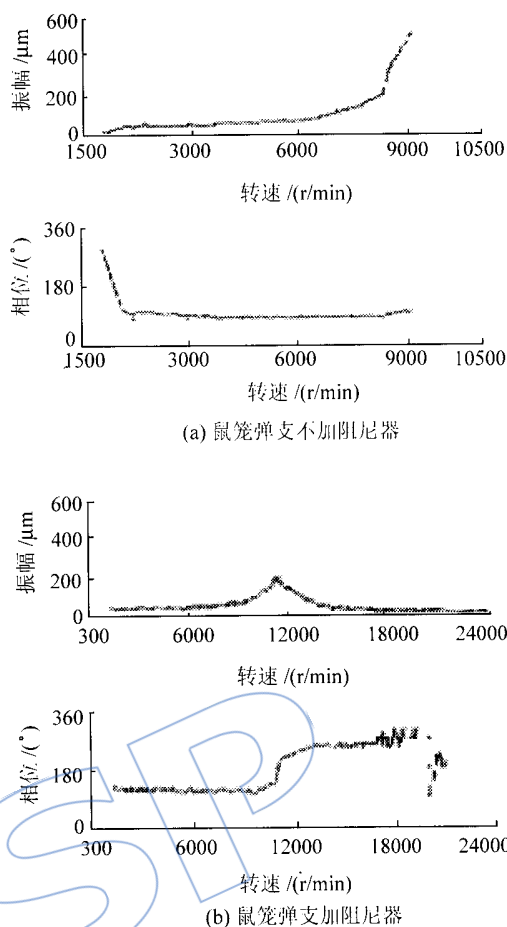


图12 氧泵转子平衡后动态特性曲线

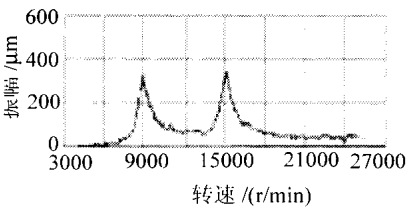
Fig. 12 Displacement response curve of oxygen-turbopump rotor after balance

4 理论计算

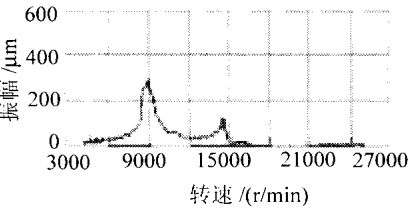
对于涡轮泵转子的支承,相当于在弹性支承处设计并联一个金属橡胶阻尼器(如图14)。根据涡轮泵转子的设计要求,转子运转时不能有大的不平衡量。因此,转子在实际运转时,径向(或横向)位移很小,载荷传递到金属橡胶阻尼器上,金属橡胶阻尼器是小变形。因此,金属橡胶阻尼器的刚度可由 $k_2(1+j\eta)$ 来表示,这是一含有阻尼项的复刚度。式中 k_2 为金属橡胶阻尼器的刚度, η 为金属橡胶的损耗因子。组合支承的总刚度为 $k=k_1+k_2$,这里 k_1 为折返式鼠笼弹支的刚度。这里取阻尼比为0.12,因此,结构耗损因子取 $\eta=2\xi=0.24$ 。

图15为涡轮泵转子结构计算简图,它由诱导轮、二级离心泵和二级涡轮组成。五个盘(按从右向左的顺序)分别为涡轮Ⅰ、涡轮Ⅱ、离心轮Ⅰ、离心轮Ⅱ、诱导轮。

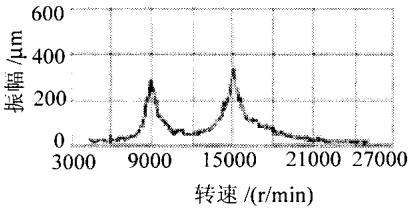
氢泵转子可以看作由涡轮转子Ⅰ和离心泵转



(a) 泵端



(b) 转子中间



(c) 涡轮端

图13 转子平衡后弹支加阻尼器(泵45# 涡轮51#) 的振动特性响应

Fig. 13 Displacement response curve of hydro-turbopump rotor with bearing and MR before balance

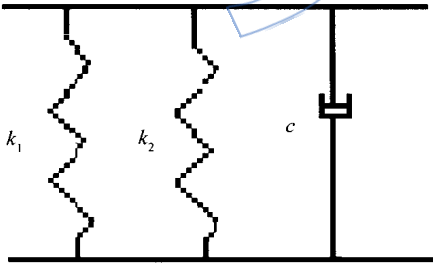


图14 组合支承

Fig. 14 Combined bearing

子 II 组成, 它们靠螺帽和过盈固接成为双转子结构, 两个转子转速相同, 耦合处用一个具有线刚度 k_k 和力矩刚度 k_h 的弹性支承代替。实验用氢泵转子没有密封, 轴承支承在鼠笼式弹性支承上, 在弹性支承处设计并联一个金属橡胶阻尼器。其计算参数和原始数据见文献[1]。利用连续条件, 对能满足边界条件的涡动频率进行搜索, 就可得到转子的各阶临界转速。计算转子在给定转速下由不平衡质量激励引起的振动, 就可求得转子的不

平衡响应。

在加金属橡胶阻尼器的情况下, 分别对离心轮 II (靠近泵端支承简称泵端) 和涡轮 I (靠近涡轮端支承简称涡轮端) 处的不平衡响应进行理论计算。对于氢涡轮泵转子的不平衡量, 由于实际测量数据不详, 而以氧涡轮泵转子的测量值作参考。

具体数据如下:

- 涡轮 I: $6.5 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}$;
- 涡轮 II: $6.5 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}$;
- 离心叶轮 I: $5 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}$;
- 离心叶轮 II: $5 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}$;
- 诱导轮: $7 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}$;

图16为双低刚度弹支有、无阻尼器情况下, 转子中间的动态响应特性曲线。从图中看出, 加金属橡胶阻尼器的鼠笼弹支较不加阻尼器的鼠笼弹支的响应幅值降低的很多。

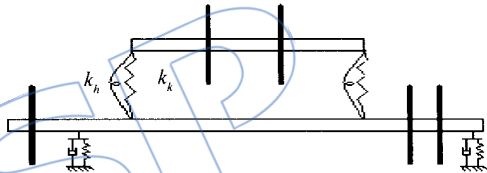


图15 氢涡轮泵转子结构计算简图

Fig.15 The structure of hydro-turbopump rotor for calculation

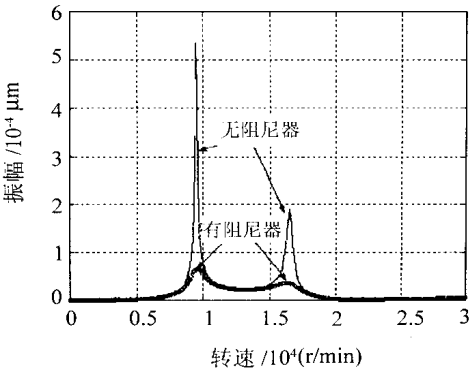


图16 有/ 无阻尼器情况的对比

Fig. 16 Comparison between MR and without MR

图17和图18分别为双低刚度鼠笼弹支加阻尼器(泵端加45# 阻尼器, 涡轮端加51# 阻尼器) 情况下, 氢泵转子泵端、涡轮端处不平衡响应的理论计算曲线。从图中看出, 理论计算结果与试验曲线 (如图13) 在两个临界转速点都对应的很好。而各个临界转速点处的响应峰值有所不同, 这是因为计算点的位置与测试点的位置有所不同, 以及对

实际的弹性鼠笼和金属橡胶刚度、阻尼的估算还不够精确等, 另外, 对实际转子不平衡量的估算与实际情况还有一定的差距。综上所述, 作为组合支承, 金属橡胶有它独特的优点。

5 结 论

对带鼠笼式弹支和金属橡胶阻尼器的氢涡轮泵转子进行了试验研究。作为组合支承, 金属橡胶阻尼器有它独特的优点, 应用在氢涡轮泵转子上, 其减振效果很明显。针对真实转子系统, 由于不加阻尼器时振动过大而使鼠笼条产生断裂, 因而没有进行过多的对比试验。但从部分接近一阶临界转速的试验来看, 加阻尼器时转子系统的振动较未加阻尼器可降低90%左右。与其它类型的减振器相比, 其制作工艺、安装条件几乎不受任何限制。理论计算结果与试验结果的对比表明, 其中两个临界转速点有很好的-致性, 而各个临界转速点处的响应峰值有所不同。这是因为对计算所取的不平衡量与实际情况有一定的差距; 计算点的位置与测试点的位置有所不同; 以及对实际弹性鼠笼和金属橡胶的刚度和阻尼的估算不够精确等。

参考文献:

- [1] 郭宝亭. 金属橡胶阻尼器性能和在转子系统减振应用研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2002.
- [2] Dara W Childs. Rotordynamic Characteristics of the HPOTP (High Pressure Oxygen Turbopump) of the SSME (Space Shuttle Main Engine) [R]. NASA- CR- 170987.
- [3] Paul Barnes, Barry Controls. Better Engine Vibration Damp- ing [R]. World Aerospace Technology, Propulsion, August, 1996.
- [4] 闻邦椿, 顾家柳, 王正等编著. 高等转子动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001.
- [5] 戴德沛编著. 阻尼技术的工程应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 1991.
- [6] 陈运西. 涡轮泵转子试验报告[R]. 湖南: 株洲航空动力机械研究所科研报告, 1999.

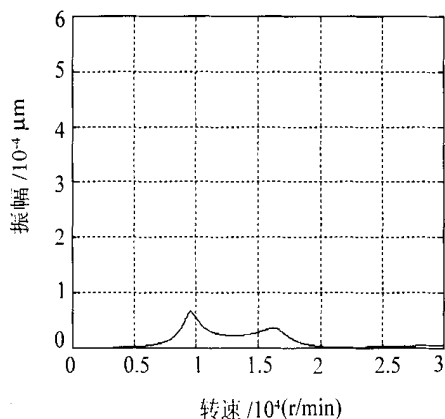


图17 泵端弹支加阻尼器

Fig. 17 Pump-end bearing with MR

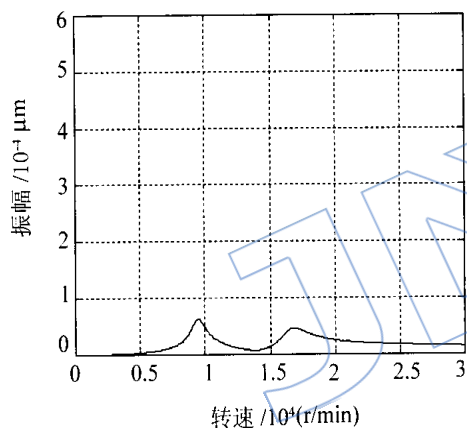


图18 涡轮端弹支加阻尼器

Fig. 18 Turbo-end bearing with MR