

74-78

第24卷 第4期
1996年8月西北农业大学学报
Acta Univ. Agric. Boreali-occidentalisVol. 24 No. 4
Aug. 199616
农机螺旋钻弯振值影响因素的模态分析

杨有刚 吴希绣 郭贵生

(西北农业大学机械与电子工程学院, 陕西杨陵 712100)

A 摘要 通过理论分析和计算, 找出了影响农机螺旋钻头弯曲振动的主要因素, 对样机进行了改进设计, 并借助计算机对其进行了动态优化设计, 使其抗振性大为提高。

关键词 螺旋钻头, 弯曲振动, 影响因素, 理论分析, 优化设计 农业生产机械

中图分类号 S220.1

螺旋钻头在农机领域里应用很广, 但对其振动的研究仅仅停留在避免共振的基础上, 所用的方法也是常规的试验测试法, 为此, 笔者以西北农业大学机电学院研制的1EX-60型坑田机为样机, 对其在纵向平面内的弯曲振动, 进行分析计算, 找出需要改进的振动模态, 为其抗振性的提高提供科学依据。

1 基本方法和目标函数讨论

给定结构的振动不合理性, 主要是由其本身的阻尼、刚度和质量的不合理配置引起的。通过建立目标函数, 进行动力响应分析和结构改进, 使系统各参数尽可能合理配置, 以降低振动, 提高结构的抗振性。

一般把提高结构的抗振能力, 减小柔度(力与位移关系)作为优化设计的目标^[1]。

由于激振点和测振点不同, 动柔度的数值也不同。钻头工作时, 弯曲振动的主要激励源是质量较大的螺旋钻头的不平衡惯性力, 以1EX-60型坑田机为例, 取螺旋钻头轴向总长的1/2处(设为G点)为激振点(图1), 整个系统振动幅值最大; 对结构的工作性能影响最严重的是钻尖部位, 因此, 应选钻尖C点为测振点。利用有限元素法将坑田机钻头分为9个实单元和3个虚单元, 共12个单元, 即12个子结构^[2]。

若设 Y_c 为测振点振幅, P_c 为简谐激振力幅值, ω 为激振频率, ω_r 为系统第 r 阶固有频率, $A_c^{(r)}$ 和 $A_G^{(r)}$ 分别为结构以第 r 阶模态振动时C点和G点的振幅, 则结构在激振点和测振点之间的动柔度模态表达式为^[3]:

$$Y_c = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{1}{[1 - (\frac{\omega}{\omega_r})^2]} \frac{A_c^{(r)} \cdot A_G^{(r)}}{K_r} P_c \quad (1)$$

式中, K_r ——系统第 r 阶模态刚度。

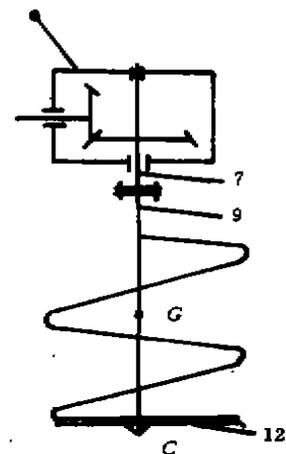


图1 1EX-60型坑田机钻头简图

收稿日期: 1995-07-03

第 r 阶模态柔度为^[3]:

$$f_{GG}^{(r)} = \frac{A_G^{(r)} \cdot A_G^{(r)}}{2V_{Ar}} \quad (2)$$

$$V_{Ar} = \frac{1}{2} K_r \quad (3)$$

式中, V_{Ar} ——系统第 r 阶模态下的总弹性能相对值。

$[A_S^r]$ 、 $[m_S]$ 和 $[K_S]$ 分别为子结构 S 的振型矩阵、质量矩阵和刚度矩阵, 则子结构 S 的弹性势能 V_{Sr} 和惯性能 T_{Sr} 分别为^[3~4]:

$$V_{Sr} = \frac{1}{2} [A_S^r]^T [K_S] [A_S^r] \quad (4)$$

$$T_{Sr} = \frac{1}{2} \omega_{nr}^2 [A_S^r]^T [m_S] [A_S^r] \quad (5)$$

式中, $[A_S^r]^T$ —— $[A_S^r]$ 的转置矩阵。

系统总弹性能 V_{Ar} 和总惯性能 T_{Ar} 分别为

$$V_{Ar} = \sum_{S=1}^{12} V_{Sr} \quad (6)$$

$$T_{Ar} = \sum_{S=1}^{12} T_{Sr} \quad (7)$$

则子结构 S 第 r 阶模态的惯性能分布率 R_{Sr} 和弹性能分布率 μ_{Sr} 分别为^[3~4]:

$$R_{Sr} = \frac{T_{Sr}}{T_{Ar}} \quad (8)$$

$$\mu_{Sr} = \frac{V_{Sr}}{V_{Ar}} \quad (9)$$

由此可得出结构在各阶模态振动时, 两类能量在整个结构中的分布情况。

$f_{GG}^{(r)}$ 较大的模态是有问题的模态^[4~6], 应着重在这几阶模态内寻找弹性能和惯性能分布率较高的子结构。模态柔度与质量和刚度有关, $[A^r]$ 是在没有阻尼的情况下求得的(阻尼的获取在目前只能靠试验求取, 结构的振动设计往往不考虑)。另外, 钻头在实际工作状态下, 物料对其振动起着阻尼作用, 使振动减小。结构的抗振性高低只与结构本身有关, 因此, 这里的理论分析是在空载状态下进行的, 仅对系统的质量和刚度进行优化配置。

2 系统能量和模态柔度分析求解

根据以上分析, 在确定了有关模态振型的基础上, 按图2所示流程, 利用 FORTRAN 语言^[7]编程。编程时先输入各子结构的刚度矩阵 $[K_S]$ 和质量矩阵 $[m_S]$ ^[8]中的几个常数元素, 令系统总能量 T_r 和 V_r 初值为零; 对无质量仅有抗弯刚度 K_r 的子结构, 令其动能为零。另外, 两矩阵中各有16个元素, 而相互之间有些值是相同的, 将这些相同值用相同的符号来代替, 如 $6l = KL_1$, $4l^2 = KL_2$ 等, 以使计算方便; 当子结构刚度很大时, 如变速箱的抗弯刚度, 认为其弹性能 $V_r(K)$ 很小忽略不计。最后, 输入矩阵其它各元素, 给予结构 K 的动能 $T_r(K)$ 和弹性能赋初值。图2中 Y 和 0 分别为某点的位移和转角, ckk 、 cm 分别代表前述公式(4)和(5)中的 $[K_S]$ 、 $[m_S]$ 。

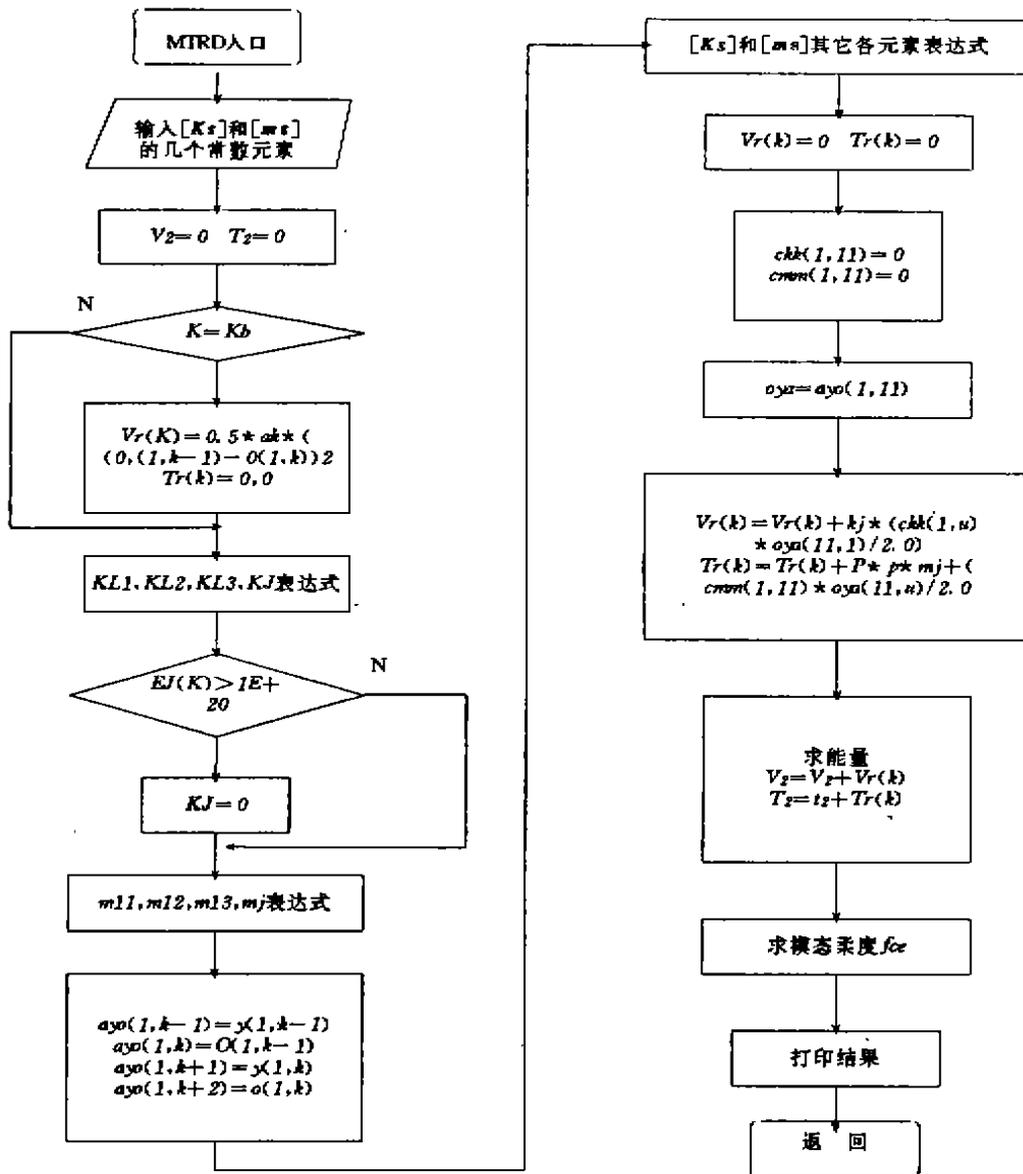


图2 系统模态柔度和能量流程图

3 结果分析

3.1 原始设计样机的动态特性

1~4阶模态柔度较大,由动力分析与动态设计原理知,只有前几个低阶模态对系统振动特性影响较大^[8]。可推知第5和第6阶至更高的模态柔度都很小,由试验得知第5阶模态柔度仅是第1阶模态柔度的4%,第6阶模态柔度仅是第4阶模态柔度的8/10 000。因此,第1和第4阶模态是有问题的模态。观察其能量分布,子结构7(图1,减速箱大齿轮轴外伸部分)弹性势能最大,是总弹性能的51%,其次子结构9(钻头上部无螺旋面的一截杆)弹性能是

总弹性能的17.5%,在惯性能分配率中,子结构12(钻头处)动能最大,占整个系统总动能的44%。因此,综合以上分析,应着重提高子结构7的刚度和降低子结构12的质量,才能使设计结构趋于合理。

3.2 两次改进后系统振动特性

经分析,缩短钻尖柄,可以减轻质量约1 kg,改薄刀架可减轻质量约1.4 kg,刀片切出锯齿形可减轻0.6 kg,这样共可降低钻尖处质量约3.0 kg。而子结构7可以通过将实际大齿轮轴直径扩大及增大法兰盘直径来提高刚度450%。经两次改进后的结果与原始设计比较,原第1阶模态柔度为 1.3×10^{-8} ,而改进后第1阶模态柔度为 0.8×10^{-8} ,相对下降量为38.5%。需要说明的是,能量的计算依据的位移值为相对量,即使结构振动很小也取其最大值为1。因此,这里的能量值仅表示系统各子结构所占据总能量的大小,不代表实际结构真正的振动能量;而且,它也仅为查找系统的薄弱环节和浪费环节提供研究方向。但是,经改进后的系统前4阶模态柔度相差还较大,也即第1和第4阶模态柔度还应降低许多,才能使整个系统的抗振性接近最优,但所研究系统为悬臂结构,要使系统抗振性接近最优,需在整体结构上研究改进,不是本文的研究目的。

3.3 提高螺旋钻与机体连接杆刚度的试验

螺旋钻通过减速箱3点与机体相连接,其中上连接点借助于一根长250 mm的杆件与机体铰连。凭直觉,该杆的刚度对系统的振动特性有较大的影响,但从表1中的能量分布发现,它对系统没有较大的影响。是直觉失误还是表1的结果有问题?为了验证理论分析的可靠性,笔者为此专门进行了模态分析,当此杆刚度提高约60%(为了和上述大齿轮轴外伸端刚度提高50%类比)后,经计算机求解所得结果与原设计没有多大区别。再将该杆刚度提高10倍,结果第1阶模态柔度没有改变,而只有它对系统的振动影响最大,第2和第3阶模态也保持原来值未变,只有第4阶模态从原设计的 1.12×10^{-8} 降到 0.744×10^{-8} ,而这一阶模态对系统振动特性的影响相对第1阶来说是很小的。

4 电测验证和结论

笔者将动力分析与动态设计技术引入农业机械研究领域,在西北农业大学机电学院农机实验室,分别利用激振器激振方法和拖拉机带动机器运转激振方法对上述模态分析结果进行了验证,结果见表1,2。

表1 原始设计样机钻尖处振动特性

| 激振器激振频率 (Hz) | 钻尖加速度值 (g) | 样机空转激振转速 (r/min) | 钻尖加速度值 (g) |
|-----------------|---------------|---------------------|---------------|
| 15 | 0.3 | | |
| 20 | 0.257 | 198.2 | 1.5 |
| 25 | 0.233 | | |
| 30 | 0.27 | 330.2 | 2.2 |

可见激振频率为15 Hz的钻尖加速度值较大,这是由于该值接近系统的共振频率,样机空转时的激振转速为拖拉机输出轴的转速,表中加速度相对下降量由下式求得^[9]:

$$a = \frac{\Delta a_1 - \Delta a_2}{\Delta a_1} \times 100\% \quad (8)$$

式中, a ——加速度值下降量; Δa_1 ——原加速度值; Δa_2 ——改进后加速度值。

表2 改进设计后钻尖振动特性

| 激励器 激励频率 (Hz) | 钻尖加速度值 (g) | 加速度 相对下降量 (%) | 样机空转 激励转速 (r/min) | 钻尖加 速度值 (g) | 加速度 相对下降量 (%) | 改进后 平均总下降量 (%) |
|---------------------|---------------|---------------------|-------------------------|-------------------|---------------------|----------------------|
| 15 | 0.169 | 44 | | | | |
| 20 | 0.14 | 45.5 | 198.2 | 0.785 | 47.7 | |
| 25 | 0.13 | 44.2 | | | | 43.97 |
| 30 | 0.16 | 39.2 | 330.2 | 1.25 | 43.2 | |

5 小 结

通过对样机的试验测试,用常规方法验证了理论分析计算的有效性和可靠性。另外,图2所示的模态分析计算机流程图,适合于任意链状农机结构的动力分析和动态设计。

本文在电测试验过程中,得到机电学院邵维民教授的悉心指导,深表谢忱。

参 考 文 献

- 1 徐灏主编. 机械设计手册(1). 北京:机械工业出版社,1991
- 2 杨有刚. IEX-60型坑田机的动力分析与动态设计及测振方法研究[学位论文]. 陕西杨陵,西北农业大学机电学院,1993
- 3 杨肃,廖伯瑜编. 机床动力学(1, II). 北京:机械工业出版社,1983
- 4 董殿军编. 振动信号处理与模态分析技术. 上海:华东工程学院出版社,1983
- 5 [日]大久保信行著,尹传家译. 机械模态分析. 上海:上海交通大学出版社,1985
- 6 王文亮,杜作洞编著. 结构振动与动态子结构方法. 上海:复旦大学出版社,1985
- 7 谭浩强,田淑清编. FORTRAN 语言程序设计. 北京:高等教育出版社,1986
- 8 [美]格林伍德 D T 编,孙国银译. 经典动力学. 北京:科学出版社,1982
- 9 北京农业工程大学主编. 农机测试技术. 北京:农业出版社,1983

Model Analysis on Affecting Factors of Screw Auger Bending Vibration in Agricultural Machinery

Yang Yougang Wu Xixiu Guo Guisheng

(The College of Mechanical and Electronic Engineering, Northwestern Agricultural University, Yangling, Shaanxi, 712100)

Abstract On the basis of theoretical analysis and calculation, affecting factors of screw auger bending vibration were obtained, and the dynamic optimization design was worked out with the aid of computer, which would greatly improve the anti-vibration properties.

Key words screw auger, bending vibration, affecting factor, theoretical analysis, optimization design