

Z32K万向摇臂钻床动态特性试验研究

徐耀信 杨卫军

(机械工程系)

摘 要

本文依据机床动力学知识及模态分析理论,对Z32K万向摇臂钻床进行幅频特性、空运转振动和各阶主振型测试等动态性能试验,确定机内受迫振动的振源,分析得出薄弱模态,找出机床结构的薄弱环节,并提出了改进措施,使机床的动态性能得以提高。

万向摇臂钻床,因结构相互配合的运动面较多,降低了它的刚度;而它的开式锥齿轮传动及悬臂梁式的摇臂,又影响它的动态性能,使工作时的振动及噪音问题较为突出。因此对Z32K万向摇臂钻床进行动态试验,从中找出机床的薄弱环节,提出改进措施,提高了产品竞争力。

一、机床动态特性分析的理论基础

本试验研究采用摇臂钻床幅频特性测试确定各阶固有频率,空运转振动试验确定机床内受迫振动的振源,以及通过机床各阶主振型的测量及模态分析找出机床结构的薄弱环节,其理论依据如下:

机床动力学的研究从满足工程技术的需要出发,一般都采用集中参数模型的方法,使其成为有限个离散单元组成的有限多个自由度系统,系统的运动状态用常微分方程来表达。

多自由度系统受迫振动的运动微分方程为:

$$[m] \ddot{\{x\}} + [c] \dot{\{x\}} + [k] \{x\} = \{P\} e^{i\omega t} \quad (1)$$

若令 $[c] = \{P\} = 0$, 即得无阻尼自由振动的运动方程:

$$[m] \ddot{\{x\}} + [k] \{x\} = 0 \quad (2)$$

本文于1987年9月11日收到

设方程的解为

$$\{x\} = \{A\} e^{i\omega t} \quad (3)$$

式中 $\{A\} = \begin{Bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ \vdots \\ A_n \end{Bmatrix}$ 为系统自由振动时的振幅向量(列阵)。

求解后可得 n 个大于零的正实根, 也称为方程的 n 个特征值, 它就是系统各阶固有频率的平方值。当外界激励频率与系统任一阶固频相等时, 机床均会产生共振, 但各阶共振时的振幅大小均不同(在同一力幅大小情况下), 各质点的振动均具有它自己固有的特性。因此, 确定振动系统的各阶固频, 是研究它的动态特性, 揭示其振动内在规律的必要手段。

将求得的振动系统某一阶固有频率 ω_{n_r} ($r=1, 2, \dots, n$) 代回原方程(2)式, 可分析得出它具有非零解的条件为系数矩阵的行列式等于零。

$$|[k] - \omega_{n_r}^2 [m]| = 0$$

根据数学理论可知, 方程组求出的是无限多组非零解, 即从中只能求得 n 个未知量 $A_i^{(r)}$ 之间的比值, 而无法求出它们的确定解。若设定 $A_n^{(r)}$, 则可求得各 $A_i^{(r)}$ 值 ($i=1, 2, \dots, n-1$), 也就是系统按第 r 阶固频作主振动时各座标的振幅比。当初始条件不同时, 振动系统各质点的振幅大小有不同, 但它们之间的比值总是确定的。这种性质, 决定了整个系统的振动形态, 称之为这一阶的主振型。

主振型是研究多自由度系统振动的一个极为重要的概念, 测试出振动系统在不同频率下的主振型, 可以研究系统的动刚度, 分析它的薄弱环节, 从而采取相应措施, 提高系统的抗振性。

机床振动系统的运动方程式, 一般是一组相互耦合线性常系数微分方程组, 求解很繁琐。因此, 应用模态分析法, 采用模态矩阵对原方程进行变换, 由于主振型的正交性, 得到一组互不耦合的模态方程, 可以应用解单自由度系统的方法分别求解而得到多自由度系统的响应。

令模态矩阵 $[\phi] = [\{A^{(1)}\} \{A^{(2)}\} \dots \{A^{(n)}\}]$, $\{x\} = [\phi] \{q\}$ 对(1)式作线性变换, 得以模态坐标 $\{q\}$ 表示的模态方程:

$$[M] \ddot{\{q\}} + [C] \dot{\{q\}} + [K] \{q\} = \{Q\} \quad (4)$$

式中, 模态质量矩阵 $[M] = [\phi]^T [m] [\phi]$, 模态刚度矩阵 $[K] = [\phi]^T [k] [\phi]$ 均为对角阵, 模态阻尼矩阵 $[C] = [\phi]^T [c] [\phi]$, 是假设系统的粘性阻尼为比例阻尼或小阻尼时, 才能成为对角阵。 $\{Q\} = [\phi]^T \{p\} e^{i\omega t}$, 为系统在模态座标上的激振力列阵。因此方程已解耦, (4)式可展开为 n 个非耦合的独立方程:

$$M_r \ddot{q}_r + C_r \dot{q}_r + K_r q_r = Q_r \quad (r=1, 2, \dots, n) \quad (5)$$

或写为:

$$M_r \ddot{q}_r + 2\zeta_r M_r \omega_{n_r} \dot{q}_r + K_r q_r = Q_r \quad (6)$$

式中, ω_r 、 M_r 、 K_r 、 C_r 、 ξ_r 、 Q_r 分别为机床结构系统的第 r 阶固有频率、模态质量、模态刚度、模态阻尼、模态阻尼比和模态激振力, 它们均为系统的模态参数。(6)式的特解为:

$$q_r = \frac{\{A^{(r)}\}^T \{P\} e^{i\omega t}}{M_r(\omega_{nr}^2 - \omega^2 + i2\xi_r \omega_{nr} \omega)} \quad (7)$$

根据座标变换的关系, 从(7)式可以解出系统在原物理座标 $\{x\}$ 上受迫振动的振幅列阵为:

$$\{x\} = \sum_{r=1}^n \frac{\{A^{(r)}\}^T \{P\} \{A^{(r)}\}}{K_r(1 - \lambda_r^2 + i2\xi_r \lambda_r)} \quad (8)$$

式中, $\lambda_r = \frac{\omega}{\omega_{nr}}$, 为 r 阶的频率比。

若机床结构在 j 点受到干扰力的作用, 在其 i 点的响应可称为交叉动柔度, 可表示为:

$$X_i = \sum_{r=1}^n \frac{A_j^{(r)} P_j A_i^{(r)}}{K_r(1 - \lambda_r^2 + i2\xi_r \lambda_r)} \quad (9)$$

若机床结构在某些环节上各自作用有多个不同频率的干扰力, 而同时在多个环节受到干扰力的作用, 则机床结构第 i 点的响应为:

$$X_i = \sum_{j=1}^k \sum_{l=1}^m \sum_{r=1}^n \frac{A_j^{(r)} A_i^{(r)}}{K_r(1 - \lambda_{rjl}^2 + i2\xi_r \lambda_{rjl})} P_{jl} \quad (10)$$

式中, n 表示结构的自由度数, m 表示作用于结构的同一点上的不同频率的干扰力数, k 则表示机床结构受到干扰力作用的环节个数。

由此可见, X_i 表示了机床系统所有的受迫振动振源在机床结构 i 点处所引起的总响应。分别测量出这些点在各级转速下的总响应, 选取较大的总响应值(工作时不良影响大)进行频谱分析, 与机床可能存在的各种干扰力频率对比分析, 就可以确定各个振源。电动机、传动轴偏心质量所引起的振动频率为 $f_1 = \frac{n_1}{60}$ Hz(n_1 ——轴的转速rpm), 齿轮引起的振动为

它的啮合频率 $f_z = \frac{n_1}{60} Z$ Hz(n_1 ——齿轮转速rpm, Z ——齿数), 但当齿轮安装偏心较大

时, 啮合频率往往伴有上下边频带产生, 使啮合频率有所改变, 应为 $f_z = \frac{n_1}{60} Z \pm \frac{n_1}{60}$ Hz。

同时还应注意到频谱图振幅的峰值可能是以上所述振动频率的二次、三次等高次谐波。

由(9)式可还出机床系统第 r 阶模态的跨点位移导纳为:

$$W_{ij}(\omega) = \frac{X_i}{P_j} = \sum_{r=1}^n \frac{A_i^{(r)} A_j^{(r)}}{K_r(1 - \lambda_r^2 + i2\xi_r \lambda_r)}$$

$$= \sum_{r=1}^n \frac{1}{K_{er}(1 - \lambda_r^2 + i2\zeta_r\lambda_r)} \quad (11)$$

式中, $K_{er} = K_r / A_i^{(r)} A_j^{(r)}$, 为系统第 r 阶等效刚度。(11)式为机床系统机械阻抗模态参数表达式。

从以上分析可以看出, 机床结构各跨点的位移振幅及位移导纳取决于系统的模态参数。因此, 只要测出机床各跨点的位移振幅或位移导纳, 即可识别机床结构的各阶模态参数及得出各阶主振型, 也可直接分析其动态性能, 并找出结构上的薄弱环节, 提出改进方法。

二、万向摇臂钻床空运转振动试验

由上述理论分析知, 在摇臂钻床的有关部件进行空运转绝对振动的测试及频谱分析, 可以确定机床内部的受迫振动振源, 试验仪器框图如图1示。

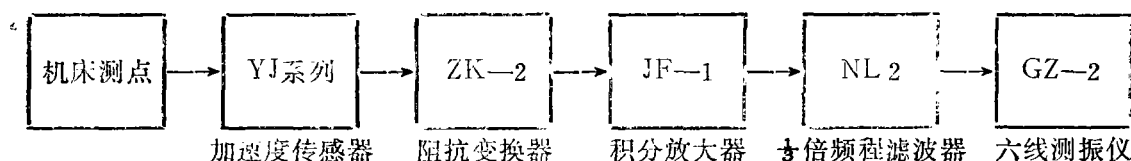


图1 摇臂钻床绝对振动测试及频谱分析仪器框图

试验过程及作图分析: 开动主电机, 逐级改变摇钻的4级转速, 分别测出在这4种状态下机床各主要部件, 如立柱、摇臂、工作台等在X、Y、Z三个互相垂直方向上的绝对振幅, 作出各部件的幅值——转速图(图2~图4), 从图中找出在哪级主轴转速下部件的振幅较大。可以明显的看出, 当主轴名义转速为686rpm及960rpm时各部件的振幅均很大, 特别是在686rpm时, 振幅有最大值。

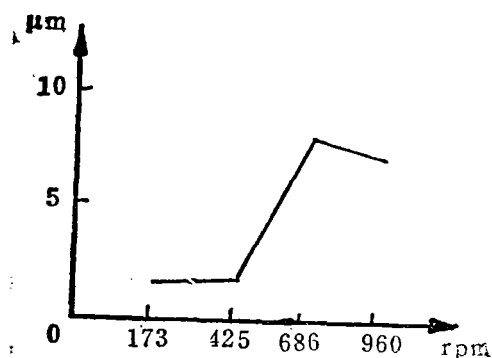


图2 立柱Z向幅值转速图

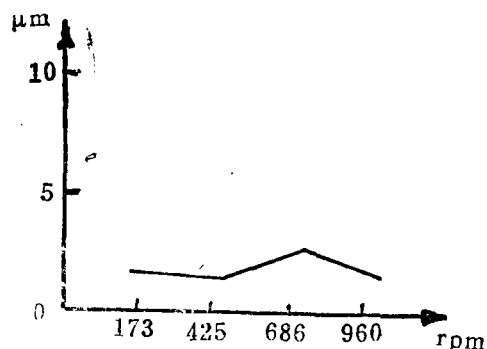


图3 摇臂Z向幅值转速图

在主轴为686rpm时, 对上述三个部件进行频谱分析, 并作出它们空运转振动的幅值谱分析曲线, 如图5~图7所示。

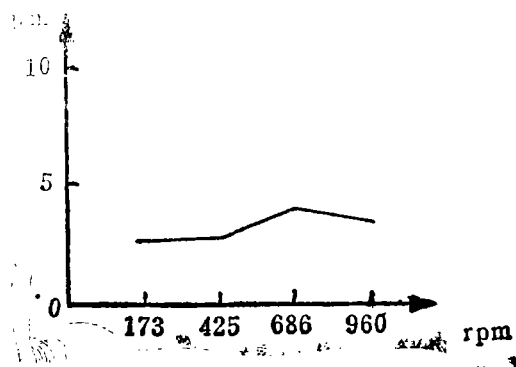


图4 工作台Z向幅值转速图

图5 立柱空运转振动幅值谱分析曲线

图6 摇臂空运转振动幅值谱分析曲线

图7 工作台空运转振动幅值谱分析曲线

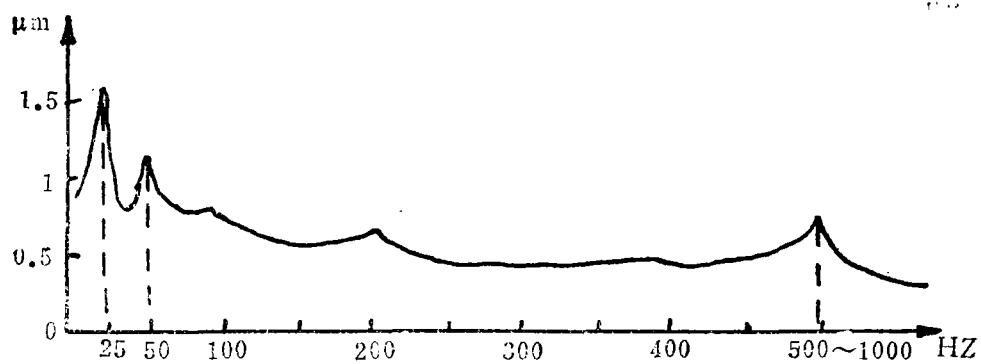


图5

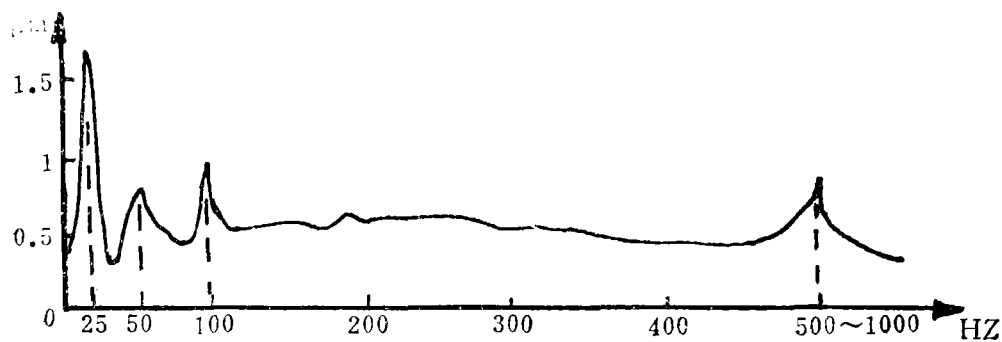


图6

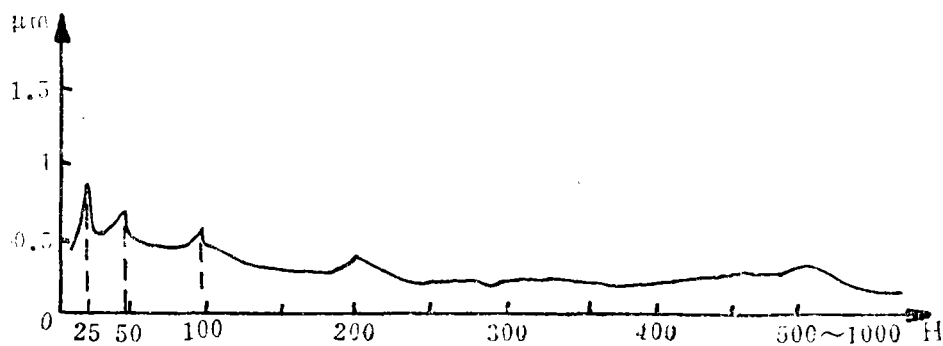


图7

从这组图可以看出, 它们的主要峰值频率为25HZ、50HZ、100HZ及500HZ, 其中 25HZ 时峰值最大。

根据本机床的主传动系统图 (图 8) 可以算出在电机空载转速为1500rpm而主轴名义转

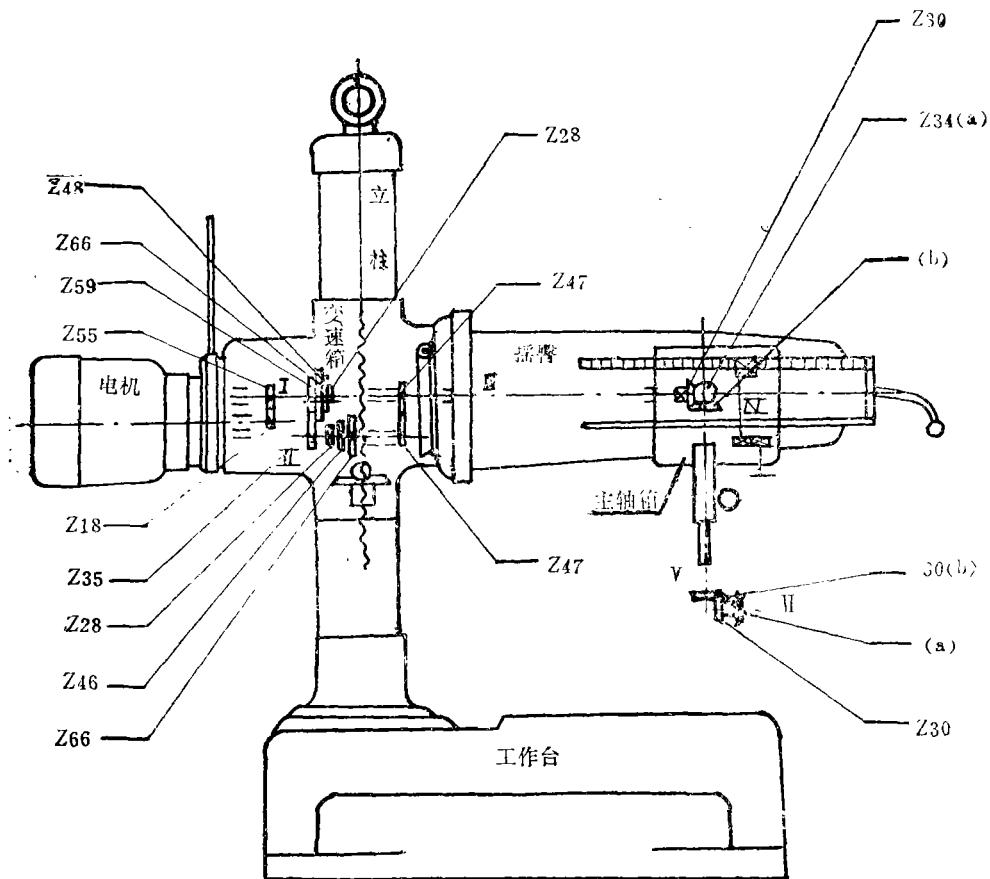


图 8 Z32K方向摇臂钻床传动系统图

速为686rpm时, 各传动轴的实际转速及回转频率, 如表1所示。

表 1 主轴名义转速为686rpm时各传动轴的转速的频率

轴号	主电机轴	I	II	III	IV	V
转速及频率						
n_i (rpm)	1500	491	828	828	730	730
f_i (Hz)	25	8.18	13.79	13.79	12.16	12.16

当 $n_{\text{主}} = 686 \text{ rpm}$ 时传动路线的运动平衡式为： $1410 \text{ (rpm)} \times \frac{18}{55} \times \frac{59}{35} \times \frac{47}{47} \times \frac{30}{34} \times \frac{30}{30} = 686 \text{ (rpm)}$ ，机床空载时各传动齿轮的啮合频率如表2所示。

表2 主轴名义转速 $n = 686 \text{ rpm}$ 时各齿轮的转速及啮合频率

转速及频率 齿轮齿数	18	55	59	35	47	30	34	30
$n_i \text{ (rpm)}$	1500	491	491	328	828	828	730	730
$f_z = \frac{n_i Z}{60} \text{ (Hz)}$	450	450.1	482.8	483	648.6	648.6	413.7	365

根据以上试验数据和结果，可以对摇臂钻床的机内振源进行分析和判断：

1、在三个部件的幅频特性图上，25Hz处均有一峰值，它为电机的回转频率。很明显，这是由于电机的制造质量问题，转子不平衡等引起的振动对它们共同的影响。与图11的幅频特性图相比较，它与26.4Hz的共振模态也十分接近。摇臂及工作台幅频特性曲线上100Hz峰值，是由于电机转子偏心 e ，使转子与定子间的间隙不一致造成电磁径向力不平衡而产生横向干扰力，在50Hz的工频电流下，电磁吸力将有一个100Hz的基波和其它谐波(如图9示)。

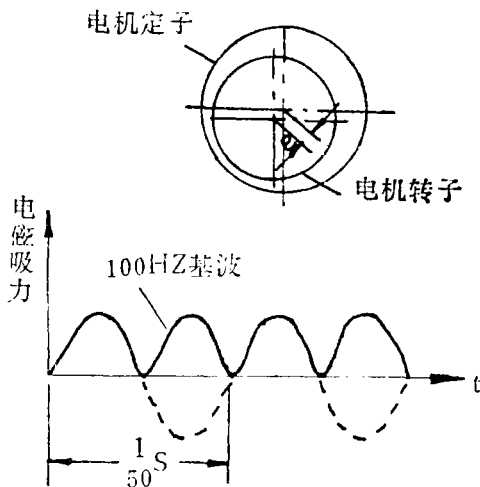


图9 电机转子偏心 e 的影响

2、图5~图7上，50Hz附近均有一峰值，它属于工频干扰，同图11幅频特性图联系，与54.3Hz共振模态(机床最薄弱环节)很接近，是引起振幅增加的主要原因。它的干扰来自多方面，如电机转子轴颈的椭圆度等。

3、图5、图6上，均有500Hz的峰值，这是由于I轴上的齿数59的齿轮及II轴上的齿数35的齿轮本身制造误差和安装偏心引起的振动，因其啮合频率接近该峰值。

三、摇臂钻床的幅频特性测试、振型测量及模态分析

在理论分析中已指出，外界激振频率与系统任一阶固有频率相等时，机床均会产生共振，因此测定出摇臂钻床工作状态下相对动柔度幅频特性曲线，即可确定它的各阶固有频率。

试验采用稳态激振法，激振力为简谐函数。用电磁激振器和涡流传感器在刀具和工作台之间进行非接触的相对激振和拾振，试验仪器框图如图10所示。

测试时，将模拟钻头安装在主轴套筒内，电磁激振器在其下方固定在工作台上，激振力

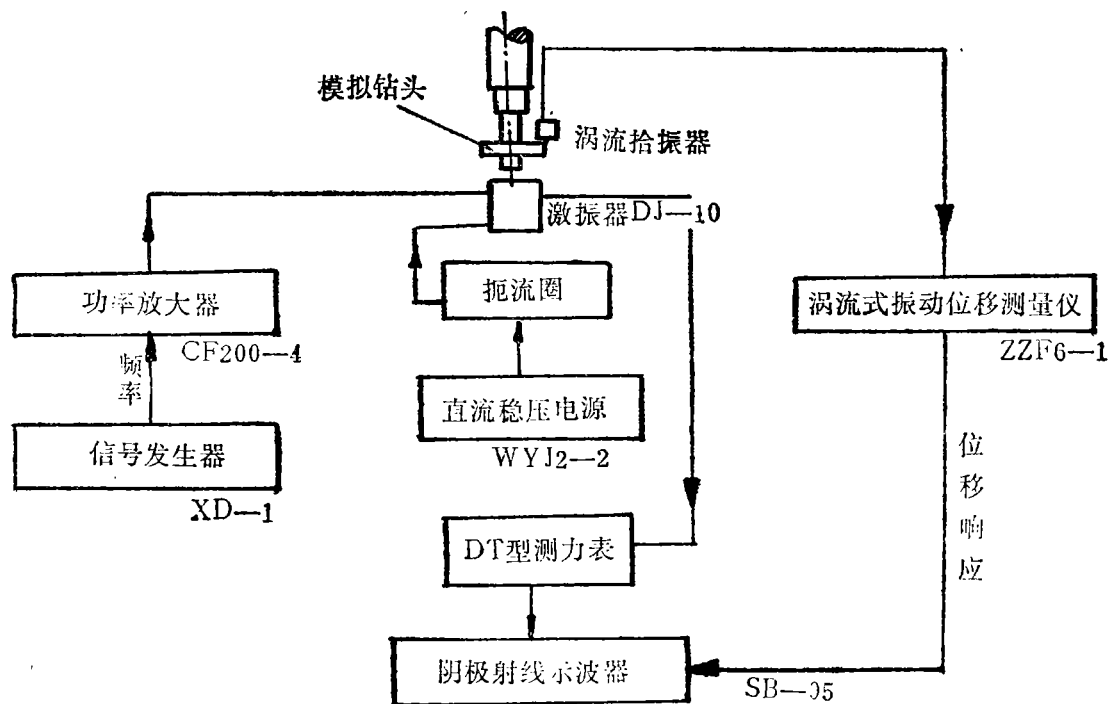


图10 摇臂钻床幅频特性测试仪器框图

加至规定值 (10kgf)。在维持激振力不变的情况下, 从20Hz开始到300Hz为止进行频率扫描, 同时记录相应的各阶共振频率及位移振幅、位移导纳于表3中, 并由此绘出动柔度 (位移导纳) 幅频特性曲线, 如图11所示。

表3 各阶共振频率及位移振幅、位移导纳表

阶 次	1	2	3	4
共振频率Hz	26.4	54.3	66.2	191
位移振幅 μm	56	94	58	16
位移导纳 $\mu\text{m}/\text{kgf}$	5.6	9.4	5.8	1.6

由(9)式及(11)式知, 按机床的各阶固有频率对它激振, 可测出它各跨点的位移导纳, 得出各阶固有振型 (主要为前几阶), 即为机床的主振型。

测点布置如图12所示, 测点的部位以数目以能正确反映机床各部件在X、Y、Z三个方向的动态变形为原则, 测点间距为200毫米。

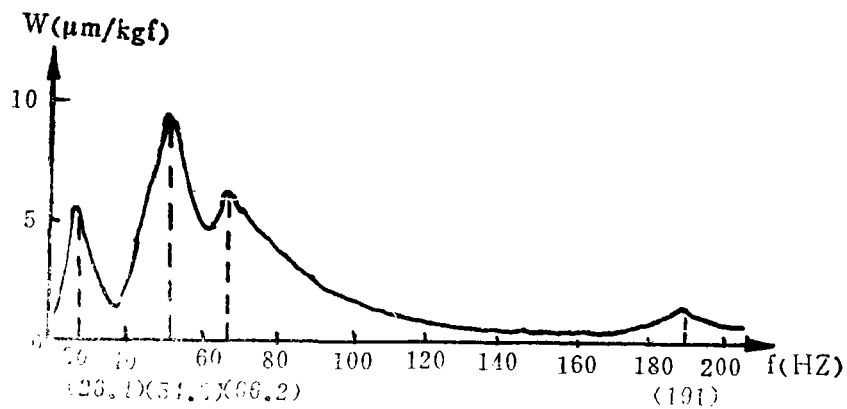


图11 摇臂钻床动柔度幅频特性曲线图

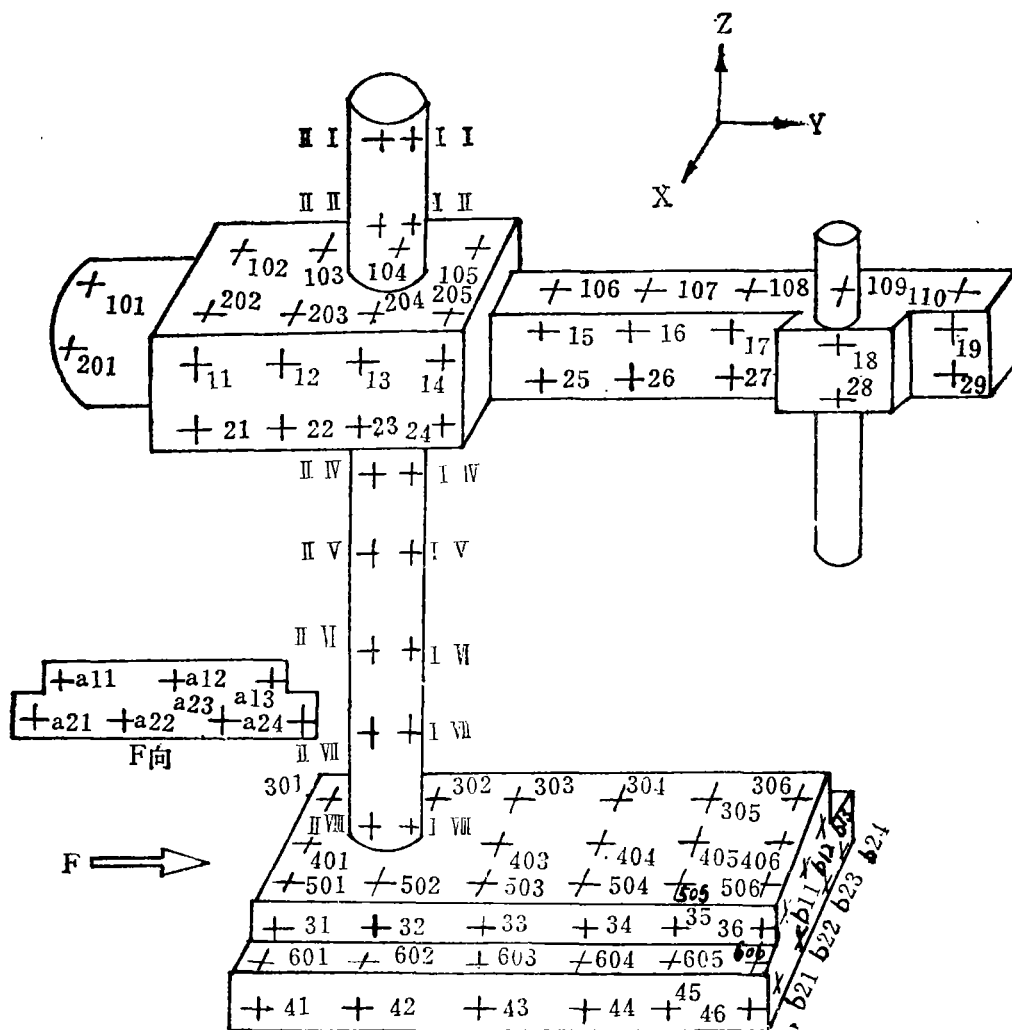


图12 测点布置示意图

振型测量的仪器框图仍包括激振和测振两部分,激振部分与幅频特性测试的相同,现仅将测振部分表示如图13所示,它换用两个接触式CD—1 电磁式绝对拾振器,二者均接至GZ—2型六线测振仪,经放大变换成位移信号后送至阴极射线示波器,由李萨育图比较相位。

然后,以钻床上各点的位置为横坐标,相应的位移为纵坐标,就可绘出前四阶的主振型图,如图14所示(附后)。

在振型图中可以看出,在26.4Hz时的一阶振型,其特点是整机扭摆振动,摇臂连同工作台绕X轴和Z轴扭摆。在54.3Hz的二阶振型,主要特性征为摇臂绕Z轴的弯曲振动和绕X轴的扭转振动。三阶振型为弯振及扭振,四阶振型为底座扭摆振动及立柱的弯振。

第一、二阶振型属于低阶振动,振幅值较大,在图11的动柔度曲线上这两个频率的峰值也均高,更由于它振动的频率与机床一般传动件的转速比较接近,而一阶共振频率与25Hz的电机干扰频率、二阶共振频率与50Hz工频干扰频率很接近,因此与这两阶振型为薄弱模态。

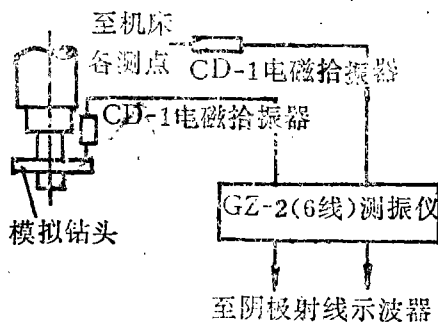


图13 摇臂钻床振型测试仪器框图

四、提高Z32K摇臂钻床动态性能的措施

1、通过空运转振动试验可知,主电机的动不平衡是机床内部的主振源。这是由于电机的制造质量、轴颈椭圆度,转子偏心等形成的主要干扰源,因此应对电机进行修理或更换。

2、从空运转振动试验中还可看出,Ⅰ轴上的齿数59的齿轮及Ⅱ轴上的齿数35的齿轮,制造质量不佳带来的齿形误差及安装偏心也是机床的主要振源之一,因此应提高它们的加工精度,包括减少齿形误差及保证齿轮内孔中心与齿轮节圆中心的同心度等。

3、通过机床的振型测量及模态分析看出,第一、二阶模态是薄弱模态,对加工精度影响大,机床结构上相应的薄弱环节主要是摇臂及立柱。为提高摇臂抗弯扭的能力,可在它的内腔增设交叉形式的筋板,适当填塞抗振材料、如水泥等。为提高立柱的动刚度,在可能的情况下可适当增加立柱的直径,在立柱内孔设置竖直筋条及选用优质铸铁来铸造。通过机床这些相应结构的改变,还可使其固频离25Hz、50Hz干扰频率更远一些。为增加机床各部件间的接触刚度,可适当增加变速箱与立柱的接触面长度及主轴箱与横臂的接触面积,增加立柱与底座的接合面积及紧固螺钉等。

(程林生、赵建华、邹淦荣、吴绍兰等同志参加了本试验工作)

参 考 文 献

- 〔1〕 大久保信行:机械模态分析 上海交通大学出版社 1985年
- 〔2〕 S.A.Tobias: Machine Tool Vibration 1965年
- 〔3〕 徐耀信:机床振动学 华东交通大学教材1985年

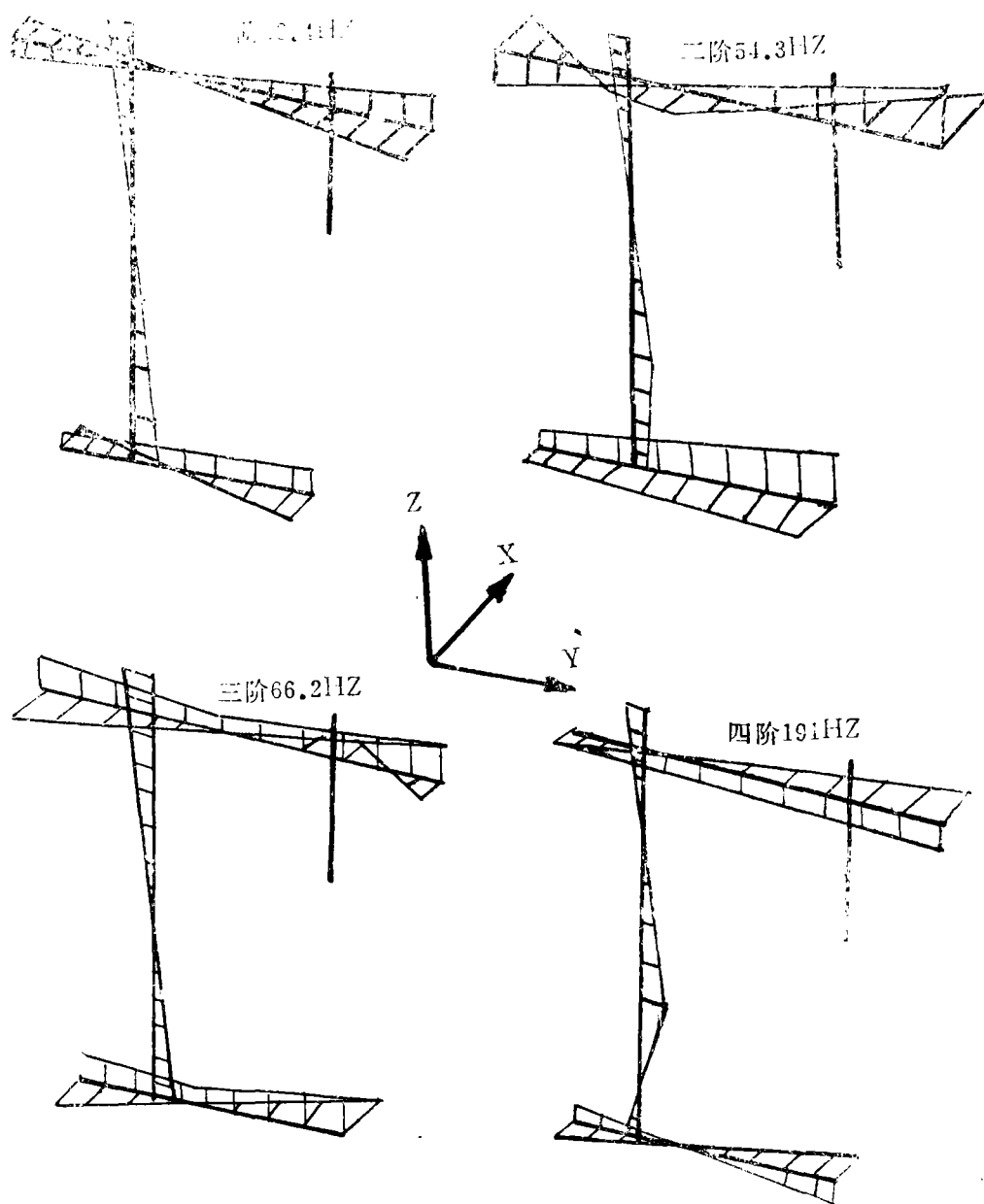


图14 摇臂钻床各阶主振型图