

刨床噪声的频谱分析

张 奕 鑫

(精密机械工程系)

摘 要

本文通过对刨床噪声的测试、频谱分析、寻找主要噪声源,论述主运动是直线运动的噪声测试方法,并对主要噪声源——滑动噪声进行分析,从而提出降低刨床噪声的途径。

一、前 言

机床噪声不仅影响人体健康,而且是机床动态性能的主要指标之一。随着机床向高速大功率的方向发展,噪声问题也越来越严重。降低噪声,保护环境,是机床设计、制造者的重要任务之一。

刨床用于加工平面和沟槽,如果机床精度高,可用细刨代替刮研,加工表面粗糙度可稳定地达到 $0.8\mu\text{m}$ 以下,平面的不平度在 1 m 的长度上不大于 0.02mm ,通常是用牛头刨床来加工这类中小尺寸零件的。泉州机床厂为提高产品的精度而研制新产品,特邀请我校对该厂目前的产品——B6090 牛头刨床进行噪声和振动的全面测试,为改进机床设计提供可靠的资料。

对于机床噪声的试验研究,在国内外均有广泛深入的报道,而且取得一定的成效。但在这些研究中,绝大多数是偏重于主运动是旋转运动类型机床,例如车、铣、钻、磨、镗、齿轮加工机床等。而对主运动是直线运动的机床,例如刨床、插床、拉床等文献报道尚少,特别是牛头刨床更为少见。在噪声源的研究中,由滑动摩擦而产生的随机性噪声的研究也较少,因此,对传动系统具有旋转运动、又具有直线运动的牛头刨床的噪声研究是很有必要的。

二、测试仪器、方法及结果

本试验全部采用丹麦 B&K 公司的测试仪器,有 4220 型活塞发生器、2203 型精密声级计、1616 型 $1/3$ 倍频程滤波器、7005 型磁带记录仪、2131 型数字频谱分析仪、2031 型窄带频谱分析仪及 2307 型电平记录仪。

测试工作是根据部标 JB2281-78 金属切削机床噪声测量的规定进行,测试地点在厂装

本文1987年3月13日收到。

配车间。测量前先用4220型活塞发生器校准2203型精密声级计的灵敏度,用三脚架支承声级计,并利用厂休息日进行测量,以防止噪声的反射及外声源的干扰,测量点布置如图1所示。

测量前测定的本底噪声为54dB(A),声压级为57.5dB,测量后A声级为45dB(A),声压级为57dB。用以检查本底噪声对测量结果是否有影响。

测量时以机床说明书规定的各刨削行程和对应的各种滑枕每分钟往复行程次数(见表1)在各测点上进行测量,共计测量216个数据。从测量的

表1 工作行程及行程次数/min的关系

工作行程 mm	滑枕每分钟往复行程数					
	12.5	17.8	25	36.4	52	72.8
	工作行程平均速度(m/min)					
100	2.4	3.5	4.8	7.0	10.1	14.1
200	4.6	6.6	9.2	13.5	19.3	27.0
300	6.8	9.6	13.6	19.6	28.1	
500	10.6	15.1	21.2			
700	14.1	20.0	28.2			
900	17.2	24.4				

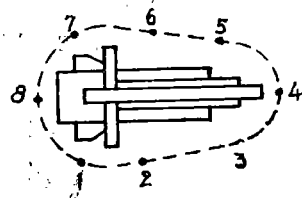


图1 测点布置图

结果发现:(1)各测点中第5测量点测得噪声级为最大,说明机床在该处辐射声强为最大;(2)在216个数据中,以行程为200mm、速度档为72.8行程次数/min,在第5点上噪声为最大,其A声级为80.5dB(A),声压级为84dB,其他各行程及各档速度的A声级均小于80dB(A)。由于本底噪声与80.5dB(A)相差20多分贝,本底噪声对测量结果没有影响,因此评价该机床的空运转的噪声为80.5dB(A),符合国家规定普通机床噪声必须小于85dB(A)。

三、噪声的频谱分析

噪声的频谱分析主要目的是了解机床噪声的频率成分和寻找主要噪声源。根据上述测定,在第5测点上滑枕为200mm行程,速度档在72.8行程次数/min时噪声为最大,因此噪声的频谱分析就在此处进行。

噪声的频谱分析采用图2所示仪器组成。

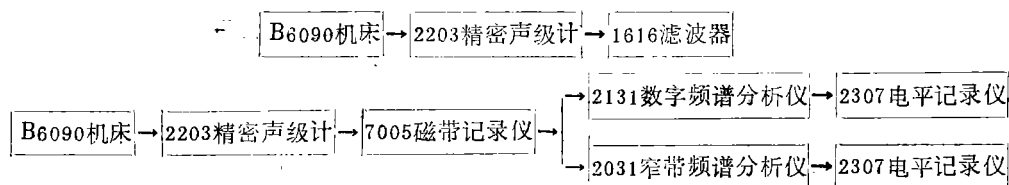


图2

1616型 $\frac{1}{3}$ 倍频程滤波器是在现场进行分析的,2131和2031型的频谱分析是通过7005磁带记录仪在现场记录信号后回实验室分析。通过1616型滤波器和2131频谱分析仪绘制的 $\frac{1}{3}$ 倍频程的频谱曲线是完全一致的,如图3所示。由2031窄带频谱分析(带宽为5Hz)绘制的频谱曲线如图4所示。

从图3可见,主要噪声区有两个:(1)中心频率为1.25kHz(其频率范围为1120—1400

Hz); (2) 中心频率为200Hz(其频率范围为180—224Hz)。从图3可见,主要噪声源为1315—1355Hz(以下简称1355Hz),这个区的噪声最大值是变化的,时而在1315Hz,时而

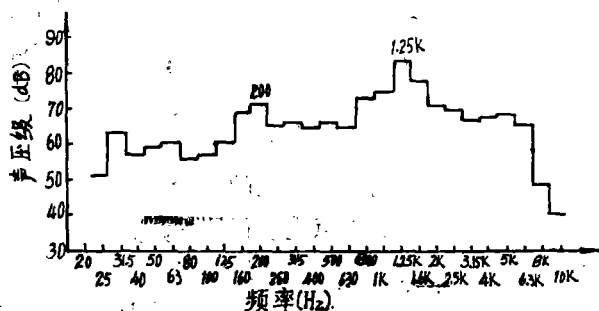


图3 1/3倍频程频谱曲线

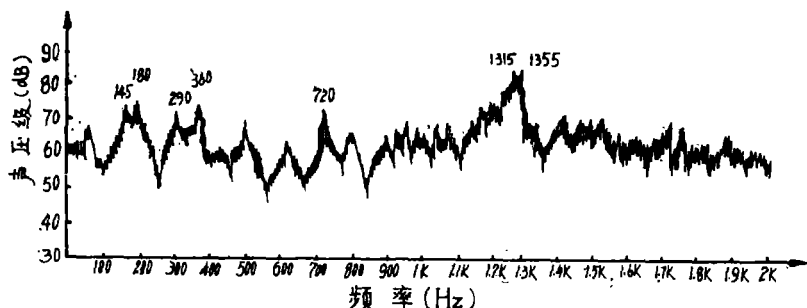


图4 窄带频谱曲线图

在1335Hz,时而在1355Hz,但变化仍在1315—1355Hz的频率范围内,这个范围正是图2中的最大噪声区——中心频率为1.25kHz区间。

其次的噪声是180Hz与145Hz(见图4),第三是360Hz、290Hz和720Hz,这些频率的幅值相对比较稳定。为了弄清这些频率是由机床哪些运动件的振动而产生的噪声,必须由机床的传动系统计算各运动件(包括传动轴、齿轮、轴承等)的运动频率,并结合频谱曲线图进行对比分析。机床的传动系统如图5所示,其主要传动件的运动频率列于表2。

从表2可见,滑枕在72.8行程次数/min时, Z_6 与 Z_7 一对齿轮的啮合频率为180.8Hz, Z_{10} 与 Z_{11} 啮合频率为144.7Hz,它们正是图3

中的中心频率200Hz和160Hz,也是图4中的中心频率为180Hz和145Hz,而图4中的360Hz、720Hz是180Hz的倍频和四倍频,290Hz是145Hz的倍频。这就有力地证实了第二主

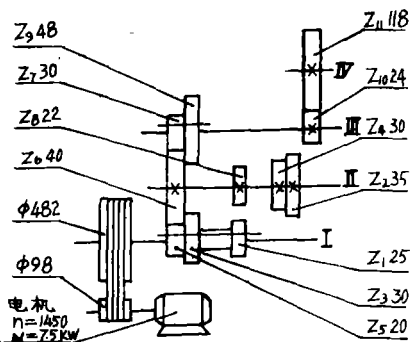


图5 机床传动系统

要噪声区产生的原因是由于 Z_6 与 Z_7 、 Z_{10} 与 Z_{11} 这两对齿轮啮合时产生的连续冲击、摩擦而引起的噪声，但它们在频谱图中是属于第二位，而更重要的是寻找属于首位的 1355Hz 是从何处产生的。

表 2 传动系统频率表

滑枕每分钟行程次数	传 动 路 线	各轴频率(Hz)				各 对 齿 轮 啮 合 频 率 (Hz)					
						Z_1	Z_3	Z_5	Z_6	Z_8	Z_{10}
		I	II	III	IV	Z_2	Z_4	Z_6	Z_7	Z_9	Z_{11}
12.5	Z_5/Z_6 Z_8/Z_9 Z_{10}/Z_{11}	4.52	2.26	1.04	0.2			90.4		49.7	24.96
17.8	Z_1/Z_2 Z_8/Z_9 Z_{10}/Z_{11}	4.52	3.23	1.48	0.3	113.0				71.0	35.5
25	Z_3/Z_4 Z_8/Z_9 Z_{10}/Z_{11}	4.52	4.52	2.07	0.4		135.6			99.4	4.97
36.4	Z_5/Z_6 Z_6/Z_7 Z_{10}/Z_{11}	4.52	2.26	3.01	0.6			90.4	90.4		72.24
52	Z_1/Z_2 Z_6/Z_7 Z_{10}/Z_{11}	4.52	3.23	4.3	0.87	113.0			129.2		103.2
72.8	Z_3/Z_4 Z_6/Z_7 Z_{10}/Z_{11}	4.52	4.52	6.02	1.2		136.6		180.8		144.7

为寻找 1355Hz 是从何处产生，我们首先检查传动系统各运动件的频率，均寻找不出相对应的频率范围。其次，我采用分解法逐级脱开零部件并测量其噪声的变化情况，测量结果见表 3。从表中可见，当脱开滑枕和摇杆两对滑动摩擦后，噪声立即降低 9 分贝，而其它各级变化尚小，由此证实主要噪声区是在滑枕和摇杆两对滑动付上。

表 3 分解法测量结果

脱开部件	进给系统		滑枕和摇杆	第 IV 轴	第 III 轴	第 II 轴	第 I 轴
传动链	电机至滑枕	电机至滑枕	电机至 IV 轴	电机至 III 轴	电机至 II 轴	电机至 I 轴	电机
测量结果 dB(A)	80.5	80.5	71.5	70	67	65	64

滑块与摇杆、滑枕与导轨都是往复运动件，究竟哪一对是主要噪声源，就必须对它们进行分析比较。我们认为：

- (1) 刨床上的滑枕与导轨经刨削后进行了时效、调质处理再磨削加工的，精度和表面光洁度较高；而滑块经铣削后就进行磨削，摇杆经刨削后就进行粗刮为 8 点/25×25mm²，粗糙度≥3.2，光洁度不如导轨和滑枕，摇杆粗糙度较大。
 - (2) 导轨两侧前后均有油泵直接用油管引来的润滑油，润滑较充分；而摇杆的润滑油由油泵经多次的弯曲油道引至滑块，这样油压下降很多，显然润滑较差。
 - (3) 由力平衡条件分析，滑块对摇杆的正压力比滑枕对导轨的正压力大很多。
 - (4) 滑块相对摇杆的速度比滑枕相对导轨的相对速度大很多。
- 因此我们认为主要噪声源 1355Hz 是由滑块对摇杆的相对滑动摩擦而产生的噪声。

为了验证上述分析的正确性，我们进行了模拟实验，采用普通碳钢为导轨，进行不同载荷、不同速度、表面光洁度和润滑条件的实验。实验结果证明，负载越大、滑块运动速度越大、表面越粗糙、润滑越差，则噪声越大，但它们不是成线性关系。图 6 所示是导轨的表面粗糙度为 6.3，滑块的表面粗糙度为 3.2，两者表面加 HJ-20 润滑油润滑，改变滑块的负

载和平均速度绘出的 $\frac{1}{3}$ 倍频程的频谱图。曲线3为滑块加5kg负载,平均速度为25.4m/min的频谱曲线;曲线2为滑块加10kg负载,平均速度为25.4m/min的频谱曲线;曲线1为滑块加10kg负载,平均速度为39.2m/min的频谱曲线。由图6中可得出:(1)负载加大,噪声增大,速度加快,噪声增大;(2)速度加快时,高频部分的幅值增加很大。

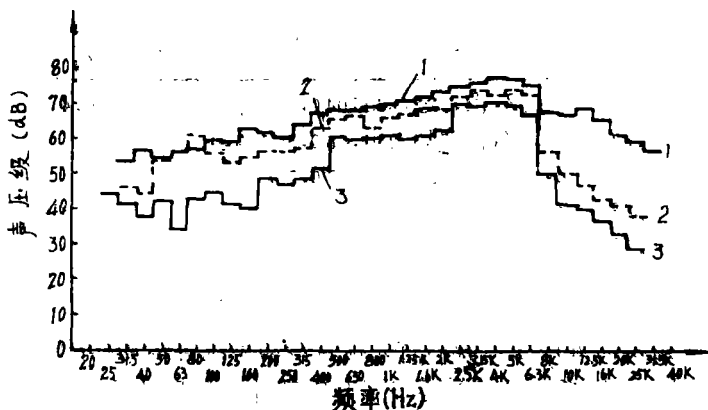


图6 模拟实验的频谱图

四、滑动噪声的分析

噪声来自物体的振动,而振动来自物体的作用力,滑动噪声来自两个物体的作用力。滑块和摇杆的运动,是滑块带动摇杆摆动,再通过摇杆带动滑枕往复运动,同时滑块又在摇杆内作相对滑动,这样:(1)当滑块在摇杆内作往复运动时,由于零件的不平衡产生惯性力而引起机构振动;(2)摇杆和滑块有一定的配合间隙,当摇杆换向时,滑块给予摇杆以冲击力,引起摇杆的振动而产生噪声;(3)滑块相对摇杆发生滑动,产生摩擦力引起摩擦噪声。其它诸如摇杆的摇动不平衡产生的惯性力引起的噪声等等。现着重分析滑动引起的噪声。

众所周知,实际两个物体表面接触时,只能有限个粗糙峰点承担作用在物体上的全部载荷,这些分散的接触面积的总和才是两个物体的实际接触面积,它只占名义面积的很小比例。表面越粗糙、粗糙峰越大、实际接触面积越小,单位面积上的正压力也就越大,接触面上润滑膜容易遭到破坏,造成金属与金属的直接接触,粗糙峰相互嵌入,变形就越严重,如果两个物体没有相对滑动,表面分子的活动性和作用力也就增大,使物体表面粘附在一起,当两个物体要滑动时,粘着点的金属将被剪切变形和撕裂后才能发生滑动,这就是摩擦阻力。要克服摩擦阻力必给物体做功,这部分的功将转化为热能及激励物体的振动,从而产生噪声。牛头刨床机构中的滑块与摇杆是相对往复运动,必然会有滑块的相对速度为零的时刻,这时滑块与摇杆的粘附力就很大,加上该时滑块对摇杆的作用力为最大,以及润滑油不充分,从而引起较大的噪声。

当两个物体做相对直线运动时,设滑块1某一粗糙峰点 a (见图7所示),它在1s之

内将撞击摇杆上若干粗糙峰点,例如撞击1000个粗糙峰,则将产生1000Hz的撞击噪声。而在 a 点的横向上粗糙峰点有若干点,这些点随着滑块运动,而各点撞击摇杆的粗糙峰是不同的,整个滑块上的全部粗糙峰点撞击摇杆上的粗糙峰点也就大不相同,而且第一秒钟内和第二秒钟内撞击的粗糙峰也是不一样的。说明滑动摩擦的频谱是很复杂的,其频率范围也比较宽,而且在不断地变化,这就是图4中主要噪声源的频率范围和幅值变化的原因。

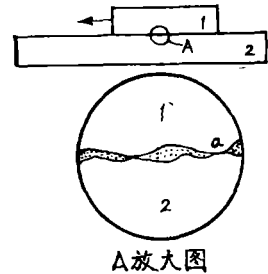


图 7 滑动放大图

五、结 论

- (1) 该机床空运转时的噪声在国家规定的噪声标准之内。
- (2) 牛头刨床的主要噪声源来自滑块对摇杆的相对滑动摩擦和 Z_6 与 Z_7 、 Z_{10} 与 Z_{11} 两对齿轮啮合时产生的连续冲击、摩擦的结果。
- (3) 滑动噪声的频谱为随机宽带,其幅值随滑动过程而变化的。
- (4) 滑动噪声与滑动付的表面质量、润滑条件、相对速度、载荷以及材料的物理化学性质密切相关,要减少滑动噪声必须从这些方面入手。

参 考 文 献

- [1] 杨玉致编著, 机械噪声控制技术, 中国农业机械出版社, (1983)。
- [2] 端木时夏主编, 仪器制造工艺学, 机械工业出版社, (1981)。
- [3] 福田基一、奥田襄介著, 騒音対策と消声设计, 共立出版株式会社, (1975)。
- [4] Bowden, E. P. and Tabor, D., The Friction and Lubrication of Solids, Clarendon Press, (1954)。

Frequency Spectrum Analysis on Noise from a Shaper during Machining

Zhang Yixin

Abstract

This paper deals with noise source from a shaper by means of frequency spectrum analysis. It presents a noise measuring method applicable in the case that main motion is a linear motion. It concludes that the noise generated by sliding rubbing is the main noise source from a reciprocating machine tool and thus suggest a way to eliminate it.