

中国机械工程学会
机械加工学会
第二届学术年会
论文集

中国机械工程学会机械加工学会 编

机械工业出版社

中国机械工程学会机械加工学会第二届学术年会论文集

中国机械工程学会机械加工学会 编

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

密云县印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 $15 \frac{3}{4}$ · 字数 384 千字

1982 年 10 月北京第一版 · 1982 年 10 月北京第一次印刷

印数 0,001—4,200 · 定价 1.65 元

*

统一书号: 15033 · 5253

前 言

一九七九年九月十九日至二十六日在昆明召开了机械加工学会第二届学术年会。全国各科研单位、高等院校和工厂向本届年会推荐的学术论文达 350 多篇，在会上宣读的有 86 篇。这些论文反映了我国机械加工技术在切削、磨削、机床、测试和生产系统各专业领域中的最新成就，体现了我国当前的先进水平，其中一些研究成果很有推广实用价值。经充分讨论，评选出 23 篇具有代表性的优秀论文，编成论文集，以飨读者。由于编者水平有限，不足之处请多批评指正。

中国机械工程学会
机械加工学会编审工作委员会
一九八〇年四月

目 录

机 床 学 组

- 降低机床噪声的试验研究一机部机床研究所 闪瑞昌(1)
- 机床主轴部件静刚度的研究华中工学院 杨叔子(8)
- 机床大件动、静特性有限元分析
——板、梁组合结构子结构分析法西安交通大学 赵汝嘉 黎德龄
陆还珠 褚启勤(19)
- 激光全息照相对机床动、静刚度的
快速定性定量分析西安交通大学 谭玉山 房楷年
王子犹 江柏良
高启钢 杨泉妹(28)
- 提高高精度圆刻线机性能的研究昆明机床厂 陈耀忠(40)
- 双公用齿轮传动的优化设计大连工学院 冯辛安
郑州工学院 赵圣斌(51)

削 切 学 组

- 难切削材料的切屑处理问题新都机械厂工艺处
株州硬质合金厂技术科
南京航空学院切削加工研究点(61)
- 切削振动中切痕形成的新机理西安交通大学 戴德沛 杨延麓
黄协清 顾崇銜(71)
- 圆柱齿轮加工新技术——直齿刀车齿轮西安交通大学 金精(82)
- 化学气相沉积碳化钛、氧化铝工艺
及涂层硬质合金刀片性能研究一机部工具研究所 气相沉积组(90)
- 大件孔系零件深孔加工的试验研究一机部工具研究所 樊铁镔 杨振祥
上海锅炉厂 戴励群 庄恩德 张阿英等(106)

磨 削 学 组

- 2.3万千瓦燃气轮机叶片根槽的缓进给磨削一机部机床研究所强力磨削组
东北工学院 郑焕文 张庆云(121)
- 切入式平面磨削时钛合金磨削性的实验研究
——磨削力、试件表层温度分布的测定及结果分析南京航空学院
切削加工研究点(131)
- 磨削力的数学模型的研究湖南大学 李力钧 付杰才(139)

测量学组

- 高精度丝杠磨床激光自动校正系统..... 一机部机床研究所 激光自动校正课题组(149)
DW1 型振动-位移测量仪 一机部机床研究所 孙维盛(158)
激光干涉定位动态光刻制造计量光栅..... 昆明机床厂 王邦益执笔(166)
压电晶体力传感器及压电动态切削
测力仪的试验研究大连工学院 测力仪科研组(178)

生产系统学组

- 铣削过程约束功率自适应控制实验研究.....清华大学 李春江 章启成
朱耀祥 罗振璧(193)
CNC 系统的控制软件和接口电路的设计.....华中工学院 王飞龙(203)
TK6380-A CNC 闭环系统及其动态精度.....华中工学院 唐泳洪(210)
连杆加工自动线设计中几个主要问题的
分析..... 一机部组合机床研究所 李绍华(219)
成组技术的理论和实践.....上海 中国纺织机械厂
裴尚权 应云树
张柏青 王长清(227)

降低机床噪声的试验研究

一机部机床研究所 闪瑞昌

摘 要

本文论述了机床的噪声源以及噪声的频谱分析方法。齿轮通常被认为是机床的主要噪声源,但它并不是唯一重要的声源。除齿轮之外,机床的噪声源还有电动机、轴承、皮带、不平衡的高速回转轴以及结构振动等等。通过噪声的频谱分析,可以确定具体机床的最主要的噪声源。本文以CY6140 ϕ 400 毫米普通车床和T649卧式镗铣床为例,介绍了各种降低噪声的措施,其中包括:(1)用附加筋板的方法限制齿轮箱的结构振动;(2)高速回转轴和电动机的动平衡;(3)提高齿轮加工精度;(4)用齿顶修缘和阻尼方法降低齿轮噪声;(5)改进结构设计;(6)提高装配质量。最后论述了一些低噪声机床的设计原则,并指出这是控制机床噪声的根本途径。

一、机床噪声源及其分析

对于不同的机床来说,起决定性作用的声源也不相同,绝不能一概而论。齿轮是机床的主要噪声源之一,但它并不是唯一重要的噪声源。除了齿轮之外,机床的噪声源还有电动机,轴承,皮带、联轴节、液压油泵,飞溅的润滑油以及不平衡的高速回转轴等等。此外,由于机床的箱体,盖板和铁板罩壳等部件具有较大的噪声辐射面,它们很容易被声源诱发而产生强烈的固体声激励,发出二次空气声。特别是在共振状态下,机床噪声将显著增大,因此在分析机床噪声源时,对固体声激励的问题也绝不可忽视。

对机床进行噪声频谱分析,是判定机床主要噪声源的重要手段。由于机床的噪声源是离散型的,因此必须采用等百分比或等带宽的频率分析仪进行连续扫频。绘制机床噪声频谱图所用的测量系统如图1所示。

为了对测得的机床噪声频谱图进行详尽的分析,应对各声源的噪声频率进行计算。高速轴的回转频率,齿轮啮合频率及边频带,电动机噪声频率以及轴承噪声频率等可按文献[7]提供的公式进行计算。形状简单的齿轮其固有频率计算可按文献[14]进行。

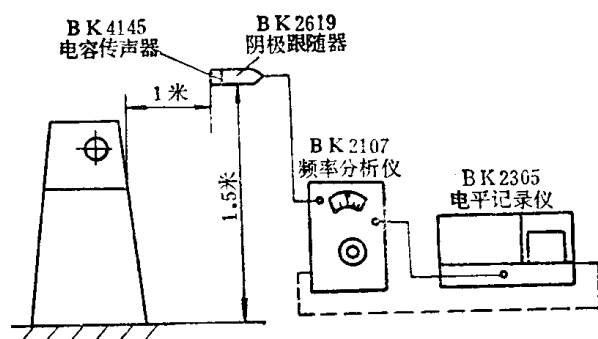


图1 机床噪声频谱测量系统

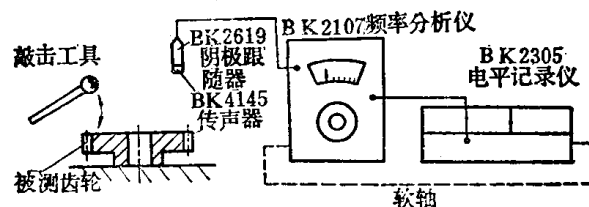


图2 敲击法测量齿轮固有频率

对于形状复杂的齿轮, 目前尚无简便而又精确的计算公式, 因此可用敲击法 (图 2) 或用激振器对齿轮激振 (图 3) 再测出齿轮的固有频率。

此外, 由于齿轮箱体辐射的噪声与箱体表面的振动速度成正比, 并且箱体辐射的噪声频谱与箱体结构的频响特性有密切关系, 因此测量箱体表面的振动速度的分布规律以及箱体结构的频幅特性曲线也是分析噪声源的重要手段。

有条件时, 可以对单个声源预先进行噪声频谱测量, 并以此作为分析机床总噪声的重要依据。

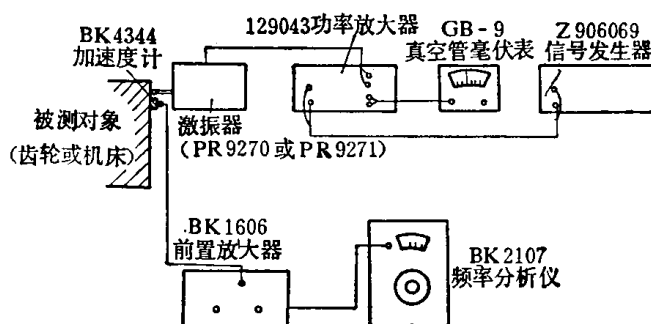


图 3 激振试验仪器

二、CY6140车床噪声试验

1. 噪声源分析

云南机床厂原来生产的 CY6140 车床, 噪声较高, 达 85~89 分贝(A), 其噪声频谱如图 4 所示 ($n = 1500$ 转/分, 反转)。由计算及一系列辅助试验得出:

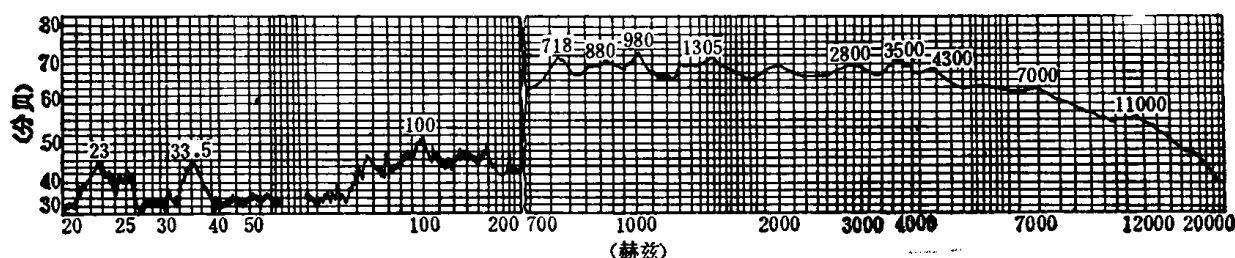


图 4 CY6140车床整机噪声频谱

- 23 赫兹: II、IV、VI 轴的回转频率
- 33.5 赫兹: 主轴回转频率
- 100 赫兹: 电动机噪声的频率
- 718 赫兹: 齿轮 47/28、28/32 的啮合频率
- 880 赫兹: 齿轮 40/32 的啮合频率
- 980 赫兹: 齿轮 36/45 的啮合频率
- 1305 赫兹: 齿轮 60/40 的啮合频率
- 2800 赫兹: 倒车齿轮的固有频率
- 3500 赫兹: I 轴正车离合器齿轮的固有频率
- 7000 赫兹及 11,000 赫兹: 中间挂轮的固有频率

2. 降低机床噪声的措施

1) 主轴动平衡 由图 4 可以看到, 33.5 赫兹是一个明显尖峰, 它标志着主轴回转的动不平衡。尽管这个频率很低, 人耳对这种低频噪声并不敏感, 但是由于主轴的质量大, 转速高, 若主轴不平衡, 必然会使主传动系统产生很大的冲击, 因此破坏了齿轮, 轴承等零件

的平稳工作状态,产生许多高频振动与噪声。所有这些高频噪声的综合效果将对机床总声级有显著影响。为控制主轴的不平衡量,在CY6140车床主轴的前后齿轮上均配置了类似于磨床砂轮的平衡块(如图5所示),这将很容易地使主轴不平衡所引起的水平振动控制在1微米左右。使整机噪声下降1~2.5分贝(A)。

图6是CY6140车床主轴动平衡前后的整机噪声频谱图。可以看到,主轴径向平衡以后,不仅回转基频(33.5赫兹)的峰值减小了,而且高频区的尖峰也随之减小,因而机床总声级下降。

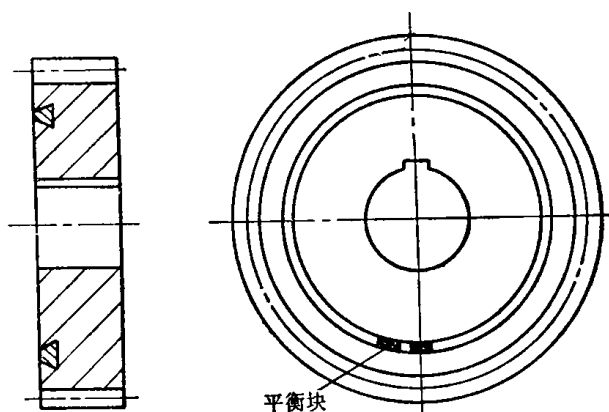


图5 具有平衡槽的齿轮结构

2) 电动机动平衡 电动机是整台机床的总动力源,电动机噪声与转子的平衡状况有很大关系。在电动机负载运转的情况下,若转子不平衡,则不仅会使电动机噪声显著增大,而且还会引起传动系统中各轴的运动冲击,因而使整台机床噪声增大,试验表明,不同运转状态下,对电动机进行整机动平衡,可使整台机床噪声下降0.5~3.0分贝(A)。

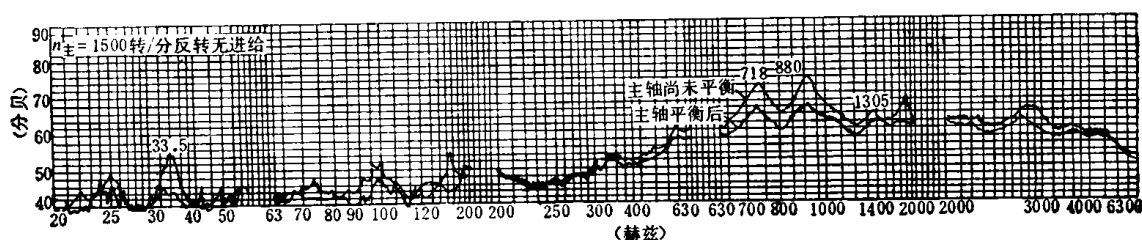


图6 车床主轴动平衡前后的噪声频谱图

3) 限制结构振动 齿轮箱体表面各点辐射的噪声与箱体表面的振动速度成正比,因此振动速度最大的区域也就是箱体表面的最大噪声发射区。测出箱体的等振动速度曲线以后,在振动速度较大的区域用无机粘接或点焊的方法加上筋板,即可限制箱体表面的振动速度,同时还可增大面间阻尼,从而达到控制机床噪声的目的。图7是CY6140车床主轴箱后表面的等振动速度曲线。图中的阴影部分是振动速度较大的区域,在这些区域适当加上筋板后,整机噪声可下降2.5~3.0分贝(A)。

应当注意,附加的筋板必须一直连接到箱体底面,如图8所示。孤立地在振动速度较大的区域添加筋板难以达到限制箱体表面振动速度的目的。经验表明,附加的筋板与边线不平行时效果最好。

4) 车床挂轮架调整 车床挂轮架是一组悬臂齿轮传动机构,工作条件恶劣。试验表明,挂轮接通时主轴箱噪声将增大2~2.5分贝(A)。图9是CY6140车床挂轮架的噪声频谱图,可以看到,接入挂轮后,在7000赫兹和11000赫兹处出现明显尖峰。用敲击法测量齿轮固有频率的试验可以确定,这两个噪声频率正是中间挂轮的固有频率。

当修正了中间挂轮的齿形并调整了轴线的不平行度以后,接入挂轮时,噪声只增大0.5分贝(A)。因此,装配过程中,必须对此环节给予足够的重视。

5) 提高齿轮加工精度 齿轮的齿形、齿间和周节等各项误差对于齿轮噪声均有很大影

响。当一对齿轮的加工精度有严重问题时,在频谱图上会出现明显的齿轮啮合频率尖峰及固有频率尖峰。CY6140 车床噪声试验表明,对于精度不合格的一对高速齿轮进行磨齿后,可使整台机床的噪声降低 0.5~2.0 分贝(A)。

此外,提高齿轮固有频率和改进倒车齿轮结构等项措施,也均在 CY6140 车床上进行了试验,并取得了一定的效果。

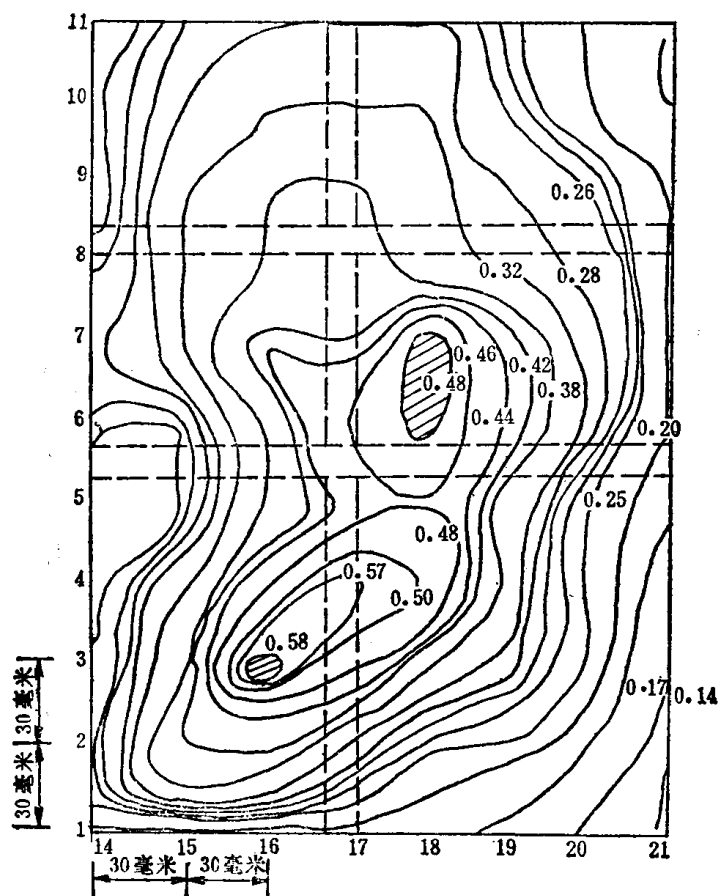


图 7 车床主轴箱后表面等振动速度曲线 (部分)

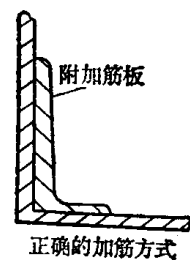
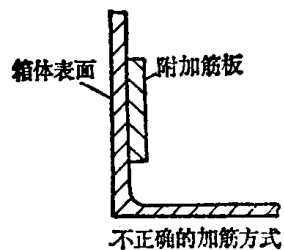


图 8 加筋方式

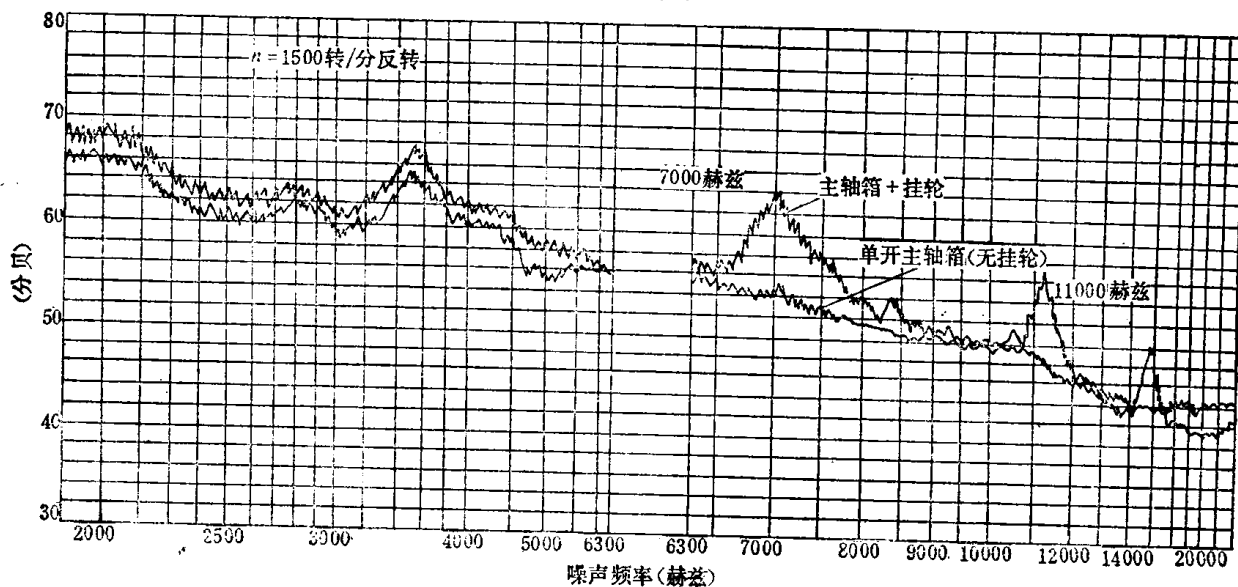


图 9 挂轮的噪声频谱图

由于在试验、分析的基础上,对 CY6140 车床采用了上述各项降低噪声的措施,因此使第二批生产的 CY6140 车床噪声普遍降低到 83 分贝(A)左右,第三批生产的车床噪声已控制在 81~82 分贝(A)。

三、T 649 镗铣床噪声试验

北京实验机床厂生产的 T 649 卧式镗铣床噪声较大,整机噪声均在 90 分贝(A)左右。对该机床进行了噪声源分析并采取了一系列措施后,噪声已降低到 85 分贝(A)。

1. 噪声源分析

试验表明, T 649 卧式镗铣床在主轴最高速时 ($n = 1036$ 转/分) 噪声最大,其噪声频谱如图 10 所示。其中:

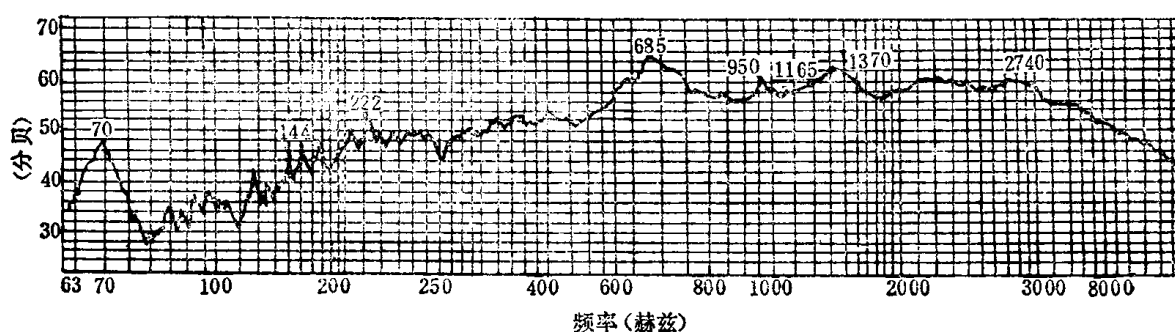


图10 T 649镗铣床整机噪声频谱

685 赫兹: 变速箱和主轴箱中两对弧齿锥齿轮的啮合频率

1370 赫兹、2740 赫兹: 弧齿锥齿轮啮合频率的倍频和四倍频

960 赫兹: 变速箱 40/28 齿轮的啮合频率

1165 赫兹: 两对 34/34 齿轮的啮合频率

823 赫兹: 进给系统两对齿轮的啮合频率

由图 10 可知, 685 赫兹是频谱图中的最高尖峰, 它与两对弧齿锥齿轮的啮合频率相对应。在 T 649 镗铣床中, 两对弧齿锥齿轮和花键轴的转速都很高 ($n = 2072$ 转/分), 而且花键轴松动、刚性较差, 这是产生强烈噪声的主要原因。此外, 变速箱中的高速齿轮也是重要的噪声源。

2. 降低噪声的措施

1) 降低弧齿锥齿轮噪声 弧齿锥齿轮安装中心距的变化, 对齿面接触区影响很大。为了降低噪声, 不仅要在弧齿锥齿轮的加工过程中确保良好的齿面接触区, 更重要的是要确保安装中心距与加工中心距一致。若装配中心距与加工中心距的偏差超过了 0.01 毫米, 则齿轮的接触区变差因而噪声会明显增大。同时, 试验还表明, 对于 T 649 镗铣床所用的中等负荷的弧齿锥齿轮, 其主动轮的齿面接触区位于中间偏大端和齿顶、被动轮位于中间偏大端和齿根时, 噪声较小。

此外, 试验过程中, 还采用了离子氮化工艺, 以减小热处理变形。采用了研齿的方法提高齿面光洁度并进一步改善弧齿锥齿轮的接触区, 这对降低齿轮噪声和去除杂音都有明显效果。

2) 磨齿 T649 镗铣床变速箱原来采用滚-剃-珩工艺, 噪声为 84 分贝(A), 对高速传动链的六个圆柱齿轮进行磨齿后, 该变速箱的噪声降低到 77 分贝(A)。可见磨齿是降低齿轮噪声的主要手段之一。但是由于生产条件的限制, 对齿轮一概采取磨削的办法是不可能的, 也是不合理的。为控制齿轮噪声, 对线速度超过 9 米/秒的可用磨齿工艺。加工过程中应注意避免齿顶和齿根突出。

3) 齿轮的消声处理 在齿轮端面喷涂橡胶或在端面开槽灌胶, 均能减小齿轮轮体的振动, 达到降低齿轮噪声的目的。图 11 是对齿轮进行消声处理的示意图。

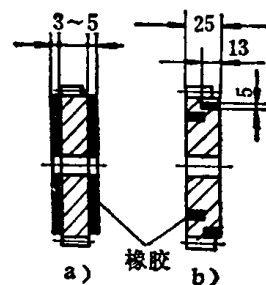


图11 齿轮消声处理示意图

a) 端面喷涂橡胶 b) 端面开槽灌胶

试验过程中采用的减振材料是聚胺脂橡胶。它有极好的弹性、而且耐油、耐高温, 与钢制品表面的附着力也很强。

经过灌胶处理的齿轮, 敲击时没有明显的高频声。对 T649 镗铣床变速箱中最高传动路线的六个滚-剃-珩齿轮进行了消声处理后, 使整台变速箱的噪声由 84 分贝(A)降低到 79 分贝(A)。

4) 齿顶修缘 齿顶修缘对降低齿轮噪声, 特别是去除杂音是很有效的, 但是应当注意合理的修缘量。中小模数齿轮的合理修缘量如图 12 所示。

修缘可用改变压力角的方法进行, 也可用改变展成圆直径的方法实现。采用了磨齿修缘工艺后, T649 镗铣床变速箱的噪声由 84 分贝(A)降低到 76 分贝(A)。

5) 装配工艺 T649 镗铣床的主电动机与变速箱的输入轴直接相连, 二者不同轴度的好坏, 将使变速箱的噪声相差 3~4 分贝(A)。因此装配过程中对此环节应特别予以注意。

此外, 应注意保证变速箱中采用的锥滚子轴承在合理的预加负荷下工作。

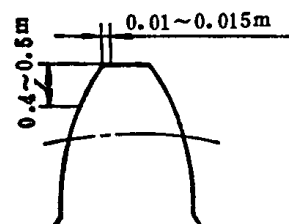


图12 修缘量示意图
m—模数

四、低噪声机床设计原则

为了从根本上解决机床噪声问题, 就必须研究和总结低噪声机床的设计原则, 以便达到在图纸设计阶段控制机床噪声的目的。低噪声机床的设计原则包括传动系统的合理配置、齿轮及传动轴结构的合理设计(避免结构共振、提高主轴箱和主轴系统的刚性)以及合理选择轴承结构及润滑方式等等。现分别简要介绍如下:

1. 传动系统设计

1) 应避免较大的升速传动 较大的升速传动会引起较大的啮合冲击, 而且由齿面摩擦所产生的噪声也随着升速传动而增加。特别是传动链的初级, 若采用较大的升速比, 那么在机床的整个变速范围内, 机床的输入轴将总是在高速运转的不利条件下工作, 这对控制机床噪声是不利的。

2) 限制齿轮的圆周速度 齿轮啮合冲击的能量, 随着齿轮圆周速度的加大而迅速地增加, 一对齿轮的线速度提高一倍时, 噪声将增大 6 分贝^[5]。因此, 在设计过程中, 应尽量控制齿轮的圆周速度, 使其不要过高。

3) 缩短传动链 机床主轴做高速运转时, 应使其传动链的长度尽量缩短, 以便减少参加工作的齿轮和轴承对数。空运转齿轮由于约束较少, 因此往往会产生很大的噪声, 应利用操纵机构尽量使空运转齿轮脱离啮合。

2. 齿轮结构

1) 初级传动组可采用窄齿 窄齿传动有两个优点: 其一, 可使“泵油”的力量减小, 避免由于“泵油”的反弹力过大而使齿轮处于双面啮合状态; 其二, 由于啮合齿宽减小了, 因此传动时, 齿向误差对齿面接触状况的影响也可相应减小, 从而有利于降低噪声。

2) 多联齿轮改为单件装配式齿轮 将多联齿轮块改为组装式之后, 不但有利于提高加工精度、改善结构工艺性, 而且由于接合面之间存在着很大的面间阻尼, 因此对于控制齿轮噪声是很有利的。

3. 主轴及主轴箱的结构

传动装置的噪声与主轴系统的动态刚性和主轴箱体的结构刚性有很大关系, 因此设计时应力求提高主轴及主轴箱的刚性。主轴应经过严格地动平衡, 或本身带有平衡装置, 以便进行整机平衡。主轴箱壁则应有适当厚度, 合理布置筋板。

4. 润滑方式

传统的润滑方式是靠齿轮浸油飞溅润滑, 这种方式的缺点是搅油需要消耗一定的功率, 而且大量油液冲击箱壁也会产生很大的噪声。利用摆线泵, 通过油盘在齿面滴油, 造成油雾进行润滑的方式则较为有利。但应注意滴油的位置, 而且不要让过剩的油停留在齿根和齿顶之间。

参 考 文 献

- [1] 云南机器厂、昆明工学院《CY4160型400毫米普通车床的设计与试验》1977年8月。
- [2] Machine tools take an acoustic cut 《Metalworking production》1975.
- [3] Identification of noise sources using a sound-level meter. 《M. T. I. R. A》论文 1973. April Note 5.1.
- [4] 机械工程手册 第21篇 机械振动。
- [5] Machine tools and noise《One day conference on noise and machinetools》1974.4.
- [6] 齒車減速機《機械设计》vol. 19. № 5 1975.
- [7] Sources of discrete frequencies of noise. 《M. T. I. R. A》论文1973.4. Note 5.
- [8] Origins of noise《Machine Design》May. 1. 1969. №10.
- [9] 齒輪噪声及其防治《机床》1977年 №4.5.6.
- [10] Some basic principles of transmission design for low noise《M. T. I. R. A》论文 1973. 4 Note 5.
- [11] Determination of a performance value for machine tools with respect to noise emission and proposals to its improvement by design. 《16th M. T. D. R. Conf》1975.
- [12] “金属切削机床噪声测量”标准JB2281-78.
- [13] “金属切削机床通用技术条件”标准JB2278-78.
- [14] 屈维德等“机床噪声与振动关系”(昆明噪声会议资料)。

机床主轴部件静刚度的研究

华中工学院 杨叔子

摘 要

本文讨论了如何全面评价主轴部件的径向静刚度,采用了力学中的“影响系数”[⊖]概念来研究在不同载荷下,主轴部件有关的结构与参数,特别是支承(包括径向支承与推力支承)数目与支承位置,对其径向静刚度的影响,设计了决定两支承主轴部件最佳支承距的线图(并可用于多支承时),导出了计算弹性多支承梁的支承反作用与任意处位移的统一公式,研究了多支承主轴部件支承孔不同轴时的有关问题。

一、主轴部件静刚度的评定

静刚度是主轴部件主要性能之一。因此,必须正确评定主轴部件的静刚度,合理决定主轴部件的有关结构与参数。

主轴部件的刚度是指在切削力作用下主轴部件抵抗变形的能力。目前一般采用“相关刚度”作为主轴部件静刚度的定义^{[9][11]}。如图1,当主轴轴端受力 P ,轴端的同向位移为 y_s' 时,相关刚度 J_s' 则定义为 $J_s' = P/y_s'$ 。

此定义的优点是:轴端位移大小直接与加工精度相关,而轴端又正是切削载荷传到主轴部件之处;同时,此定义与工件或刀具的装卡方式无关,只与主轴部件结构相关。这样,就能保证在不同结构的主轴部件间进行比较。

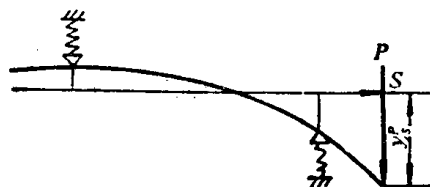


图 1

刚度 J_s' 的倒数 $1/J_s'$ 一般称为柔度;显然, $1/J_s'$ 就是影响系数 α_{ss} 。因此, $y_s' = P\alpha_{ss}$ 。

然而,在主轴部件工作过程中,引起轴端位移的不仅有切削力引起的作用在轴端的力 P ,而且还有切削力引起的作用在轴端的力偶矩 M ,还有切削力引起的作用在主轴某一部位的传动力 Q 。 M 与 Q 引起的轴端位移分别为 $y_s'' = M\gamma_{ss}$, $y_s'' = Q\alpha_{s0}$ 。

显然, α_{ss} 、 γ_{ss} 、 α_{s0} 都同主轴的结构尺寸与材料性质、支承刚度等有关。只考虑 P 而不考虑 M 与 Q ,只研究 α_{ss} 而不研究 γ_{ss} 与 α_{s0} ,这样来评定主轴部件静刚度往往是不全面的。因为只根据 α_{ss} 选择有关结构与参数,可能在 M 与 Q 的作用下,有的结构或参数不当,例如传动件的位置不当,轴端位移可能很大。

⊖ 所谓“影响系数”是指在弹性杆系 k 处作用一单位载荷时,在 i 处引起的位移值。此值称为 k 处对 i 处的影响系数。当载荷为力,位移分别为线位移与角位移(转角)时,影响系数相应记为 α_{ik} 与 β_{ik} ;当载荷为力偶矩,位移分别为线位移与角位移时,则相应记为 γ_{ik} 与 δ_{ik} 。

但是, 主轴部件在工作过程中, P 、 M 、 Q 之间的大小比例关系一般随加工情况变化而变化。三者一般又不在同一平面内。所以, 它们引起的轴端位移矢量和 $y_s = P\alpha_{ss} + M\gamma_{ss} + Q\alpha_{so}$ 的大小与方向也是变化的, y_s 在对加工精度有决定性影响的敏感方向上的分量也是变化的; 这样, 也就难于从 y_s 与 P 、 M 、 Q 的关系中只用 J_s' 来说明主轴部件静刚度的大小, 难于找到联系 y_s 与 α_{ss} 、 γ_{ss} 、 α_{so} 的确定的函数关系。也就是说, 一般不可能选择这么一种主轴部件的结构与参数, 使由其决定的 α_{ss} 、 γ_{ss} 、 α_{so} 能保证在任何情况下 y_s 均为最小。

不过在 P 、 M 、 Q 作用下, 可以使 y_s 尽可能小。办法是: 力求 α_{ss} 、 γ_{ss} 、 α_{so} 分别为最小; 力求 y_s' 、 y_s'' 、 y_s''' 在敏感方向上互相抵消一部分 (这也关系到 α_{ss} 、 γ_{ss} 、 α_{so} 的选择)。总之, 研究主轴部件静刚度主要可归结为求出在不同情况下轴端影响系数及如何使它们为最小。这就是本文的研究目的。

本文将一再用到影响系数的重要特性: $\alpha_{ik} = \alpha_{ki}$, $\beta_{ik} = \gamma_{ki}$, $\delta_{ik} = \delta_{ki}$, 即位移互等原理。

二、两支承主轴部件的刚度

两支承主轴部件的受力情况大致归为四类: (1) 不承受传动力 Q (即卸荷主轴); (2) 悬伸部分承受 Q ; (3) 外伸尾部承受 Q ; (4) 两支承间承受 Q 。

只承受 P 的卸荷主轴, 其轴端影响系数为

$$\alpha_{ss} = \frac{a^3}{3EI_a} + \frac{la^2}{3EI} + \frac{1}{c_1} \left(1 + \frac{a}{l} \right)^2 + \frac{1}{c_2} \left(\frac{a}{l} \right)^2 \quad (1)$$

式中符号如图 2 所示, a 为悬伸长度, l 为支承距, I_a 为悬伸部分的惯性矩, I 表支承间的惯性矩, c_1 、 c_2 为前、后支承的刚度, E 为材料弹性模数。显然, 在单位力作用下, 第一项为悬臂梁轴端的挠度; 第二项为简支梁变形引起的轴端位移; 第三、四项为前、后支承变形引起的轴端位移。这四项位移的方向相同。

为增强主轴部件刚度, 由式 (1) 可知[1], 支承 (特别前支承) 刚度应尽可能高, 惯性矩应尽可能小, 悬伸应尽可能短, 而支承距则存在最佳值 l_0 。当其他参数相同, 而 $l = l_0$ 时, α_{ss} 为极小。

为求 l_0 , 令 $d\alpha_{ss}/dl = 0$; 并令 $a/D = k_a$, $l/D = k_l$, $c_1/D = k_{c_1}$; 又 $E \approx 2.1 \times 10^4$ 公斤力/毫米², $I = \pi D^4/64$ 毫米⁴ (D 是支承间平均直径), 化简并整理可得:

$$k_l^3 - \frac{6k_l}{k_a k_{c_1}} - \frac{6}{k_{c_1}} \left(1 + \frac{c_1}{c_2} \right) = 0 \quad (2)$$

式中 k_{c_1} 应这样计算: c_1 与 D 分别以 公斤/微米 与 毫米 为单位所取的数值。据式 (2) 设计出线图 3。当给定 D 、 a 、 c_1 与 c_2 后, 可查得 k_l , 而 $l_0 = k_l D$ 。本线图采用相对值, 较为简单实用。

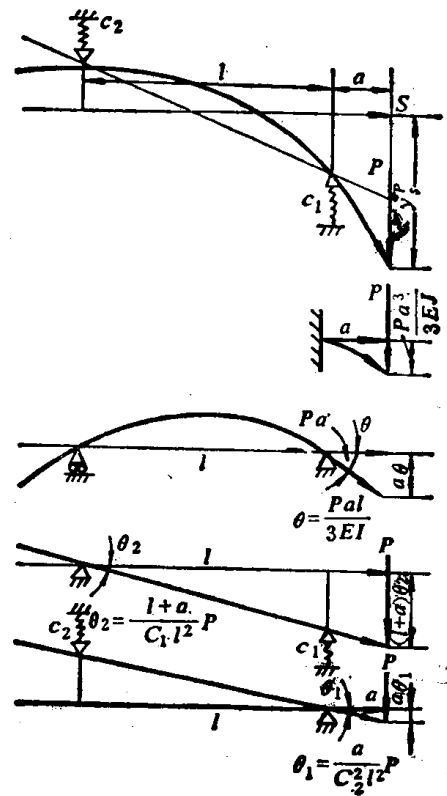


图 2

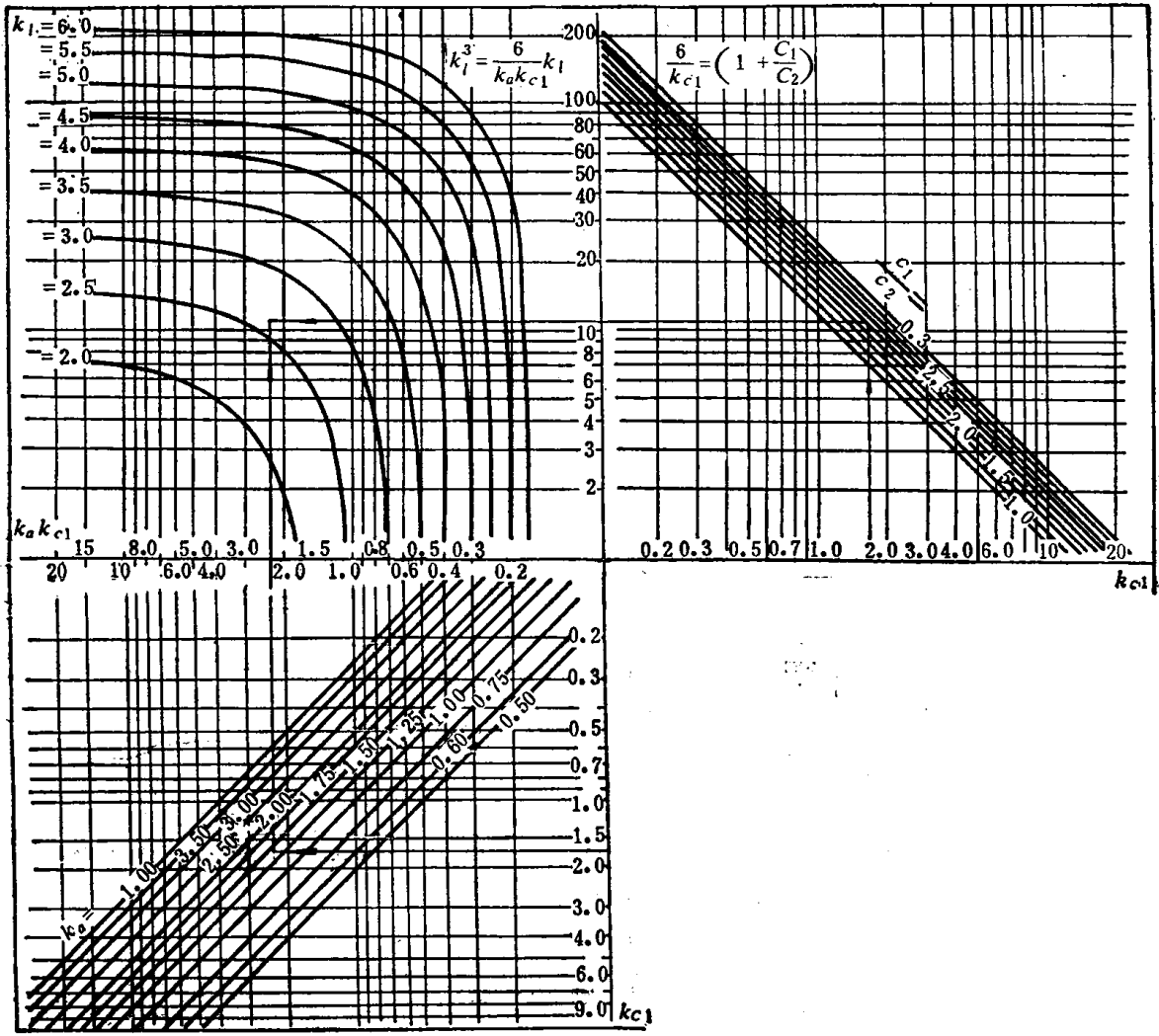


图 3

只承受 M 的卸荷主轴，其轴端影响系数为

$$\gamma_{ss} = \frac{a^2}{2EI_a} + \frac{la}{3EI} + \frac{1}{c_1} \times \frac{l+a}{l^2} + \frac{1}{c_2} \times \frac{a}{l^2} \quad (3)$$

式中符号如图 4 所示，各项物理意义与各参数作用同 P 作用时相类似。为求最佳支承距 l_0'' ，令 $d\gamma_{ss}/dl = 0$ ，化成相对值形式：

$$k_l^3 - \frac{6k_l}{2k_a k_{c1}} - \frac{6}{k_{c1}} \left(1 + \frac{c_1}{c_2} \right) = 0 \quad (4)$$

比较式 (4) 与 (3)，只是第二项的常数不同。 l_0'' 仍可用图 3 求出，只要把在第三象限查得的横座标 $k_a k_{c1}$ 乘以 2，再如前查出 k_l 。显然， $l_0'' < l_0$ 。

当只考虑 Q 作用在悬伸部分时，情况与 P 作用时类似 (图 5)，轴端影响系数：

$$\alpha_{s0} = \frac{b_f^2}{2EI_a} \left(a - \frac{b_f}{3} \right) + \frac{lab_f}{3EI} + \frac{1}{c_1 l^2} (l+a)(l+b_f) + \frac{ab_f}{c_2 l^2} \quad (5)$$

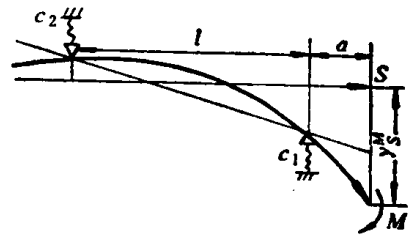


图 4

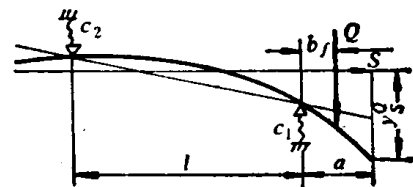


图 5

显然, Q 与前支承的距离 b_f 越小越好。同前, 令 $d\alpha_{s0}/dl = 0$ 可得:

$$k_l^3 - 6k_l/k_a k_{c1} \left(\frac{2b_f}{a+b_f} \right) - \frac{6}{k_{c1}} \left(1 + \frac{c_1}{c_2} \right) = 0 \quad (6)$$

此时仍用图 3, 查出 $k_a k_{c1}$, 乘以 $2b_f/(a+b_f)$, 再查出 k_l 。由于 $b_f < a$, 故 $2b_f/(a+b_f) < 1$, $l_0^0 > l_0$ 。

当只考虑 Q 作用在尾部时(图 6), 则

$$\alpha_{s0} = \frac{l a b_b}{6EI} - \frac{b_b}{c_1 l^2} (l+a) - \frac{a}{c_2 l^2} (l+b_b) \quad (7)$$

由于主轴变形与支承变形引起的轴端位移方向相反, 如参数选择恰当, 则可互相抵消。故令 $\alpha_{s0} = 0$, 化成相对值形式:

$$k_l^3 - 6k_l / \left[k_a k_{c1} / \left(1 + \frac{a c_1}{b_b c_2} \right) \right] - \frac{6}{k_{c1}} \left(1 + \frac{c_1}{c_2} \right) = 0 \quad (8)$$

同前, 仍用图 3 查出 k_l , 或选定 k_l , 查图算出 b_b 。当 l 取值不同时〔2〕: $l = l_0$ 时, 在 P 作用下, 尾部平行原轴线, $\alpha_{0s} = \alpha_{2s} = a/c_2 l$, $\alpha_{s0} = \alpha_{0s} = \alpha_{2s}$, 与 Q 位置无关。 $l < l_0$ 时, 在 P 作用下, 尾部上翘, b_b 越大, α_{s0} 也越大。 $l > l_0$ 时, 情况相反, 尾部与原轴线将在某处相交, $\alpha_{0s} = 0$, 此处称为节点。当在节点上作用 Q 时, $\alpha_{s0} = 0$, 即为公式(8)。

当只考虑 Q 作用在支承之间时, 如图 7, 有

$$\alpha_{s0} = \frac{a b_m}{6EI l} (2l - b_m) (l - b_m) - \frac{1}{c_1 l^2} (l+a) (l - b_m) + \frac{a b_m}{c_2 l^2} \quad (9)$$

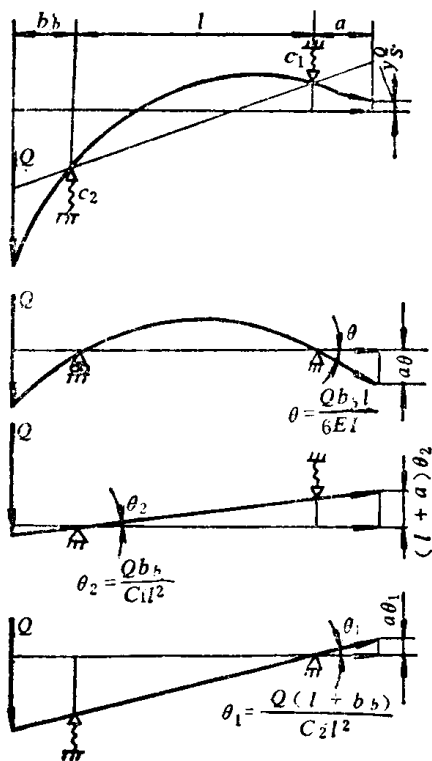


图 6

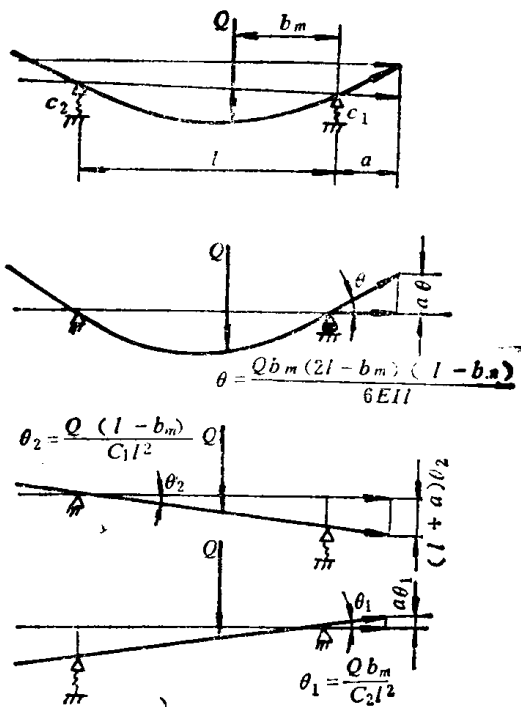


图 7

由于主轴变形与后支承变形引起的轴端位移方向同前支承变形引起的相反, 如参数选择恰当, 则可互相抵消, $\alpha_{s0} = 0$ 。由图 2 可知, 支承间必有节点 $\alpha_{0s} = 0$ 。故令 $\alpha_{s0} = 0$, 记 $b_m/D = k_{bm}$, 取 $l = l_0$, 记 $l_0/a = q$, 得

$$k_{bm}^3 - 3k_l k_{bm}^2 + 3k_j^2 k_{bm} - \frac{6}{k_{c1}}(1+q) = 0 \quad (10)$$

由此式设计线图 8。当 $l \approx l_0$ 时, 可由参考文献〔2〕的图 8 求出 k_{bm} 。

显然, 在选取参数时, 应综合考虑 P 、 M 、 Q 的影响, 并力求 y_s^P 、 y_s^M 、 y_s^Q 互相抵消一部分, 在敏感方向上更应如此。例如, 普通车床主轴所受切削力与传动力的水平分量一般反向 (图 9), 如 Q 在节点 j 前, α_{ss} 与 α_{sQ} 则反向。

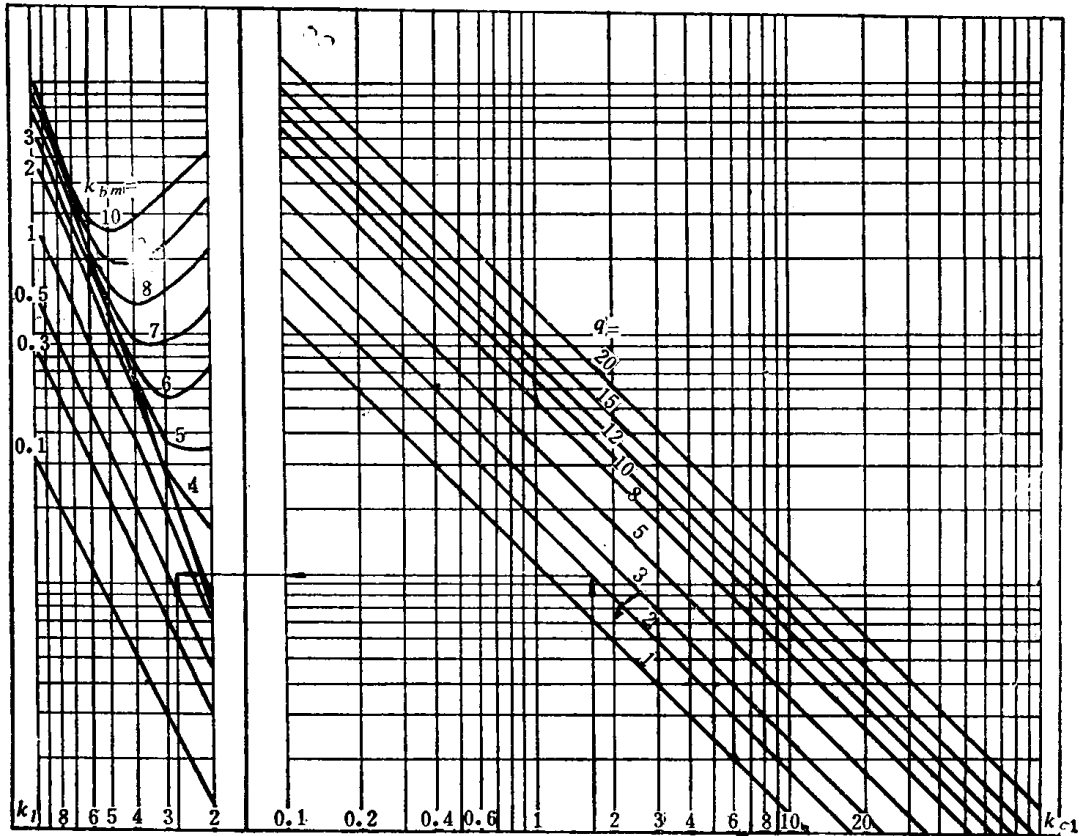


图 8

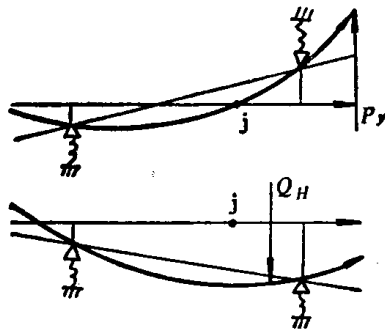


图 9

三、弹性多支承梁的计算方法〔5〕

对梁, 增加支承的作用应包含两方面: 增加径向支承及此支承的反力 R 对梁静刚度的作用, 增加推力支承及此支承的反力矩 M 。对梁静刚度的作用。当一个支承既能产生 R 又能产