

组合机床主轴箱齿轮传动优化设计的探讨

徐 耀 信

(机械工程系)

提 要

本文论述机械优化设计中过去研究较少的组合机床主轴箱齿轮传动问题, 如何应用优化设计的优越性和方法, 以及优化目标函数的正确选取, 并用实例予以说明。

组合机床是采用通用零部件配以所需的专用部件组装而成的高效专用机床, 通用零部件已标准化、通用化, 不需重新设计, 因此设计主要是针对专用部件进行。在普通机床的设计中已开始进行优化设计, 但在组合机床中采用还很少, 有关这方面的资料也不多, 本文着重论述组合机床专用部件主轴箱的优化设计方法。

主轴箱是根据被加工零件的形状和工艺要求决定的, 它的齿轮传动的设计常采用类比法或手工计算的方式, 花时长, 所得各设计参数往往还不是最优值。只有通过优化的方法, 对设计对象建立数学模型, 在计算机上进行优化处理, 才能在较短的设计周期内得到真正合理的方案和优化的设计参数。

为了使主轴箱与所选的组合机床动力头相配, 主轴箱的箱体亦可选用标准的, 而其传动系统布置, 按优化结果设计。

一 优化设计目标函数的分析

目标函数是评价优化设计的标准, 在优化设计中占有重要的地位。在过去机床传动系统优化设计的文献中很少讨论这个问题, 多是以中心距之和最小作为优化设计的目标函数, 也即:

$$\min F(x)$$

$$x \in R^n$$

$$\text{而} \quad F(x) = \sum_{j=1}^n a_j = \sum_{j=1}^n \frac{1}{2} m_j (Z_{j1} + Z_{j1}') \quad (1)$$

本文于1988年10月14日收到

式中 a_j —第j传动组的中心距;
 m_j —第j传动组的模数;
 Z_{j1} —第j传动组中最低传动比的传动付的主动齿轮齿数;
 Z_{j1}' —第j传动组中与 Z_{j1} 相配的齿轮齿数。

这种目标函数的优化虽然能够得到较小的展开中心距,可能满足了体积小的要求,但对机床现代化的设计原则,如低噪声、高传动效率、高抗振性等原则未考虑。同时过小的中心距之和往往带来其它弊病:内部零件如操纵机构等布置困难,散热条件不好。而对组合机床的主轴箱若要选用与标准动力头相配的标准主轴箱,这种过小的箱体体积更无意义。为此,应找出一种能够综合反映以上设计要求的目标函数。

根据机床设计低噪声的原则,要求各轴的转速和 $\sum n_i$ 小,而机床的空载功率与 $\sum n_i$ 存在以下关系: $N_{\text{空}} = \frac{K \cdot d_{\text{平均}}}{955000} (\sum n_i + \sum n_{\text{主}})$ (千瓦),也是 $\sum n_i$ 小,空载功率小,效率高。从这两点出发都要求 $\sum n_i$ 小,那是否就以 $\sum n_i$ 小作为优化设计的目标函数呢?由于 $\sum n_i$ 不能直接反映齿轮尺寸的大小和轴承直径的大小,结果有可能得到较大的径向尺寸,因而 $\sum n_i$ 最小也不是一种理想的设计准则。但由要求 $\sum n_i$ 小和齿轮及轴承的径向尺寸小引导得出以 $\sum V_i$ 最小作为优化设计的目标函数是很理想的设计准则。由于系统的噪声和功耗主要是由齿轮和轴承引起的,所以 $\sum V_i$ 的表达式包含了这两者的线速度,其表达式为:

$$F(x) = \sum_{j=1}^n (V_{j\text{齿轮}} + V_{j\text{轴承}}) \quad (2)$$

式中 $V_{j\text{齿轮}} = \frac{\pi m_j Z_{j\text{max}} n_{j\text{max}}}{60000} \quad (\text{m/sec})$

$$V_{j\text{轴承}} = \frac{\pi D_j n_{j\text{max}}}{60000} \quad (\text{m/sec})$$

式中 $Z_{j\text{max}}$ ——第j传动组中最大传动比的传动付的主动轮齿数;
 $n_{j\text{max}}$ ——第j传动组中主动轴的最高转速 (rpm);
 D_j ——第j传动组中主动轴上所安装轴承的平均直径。初设计时按
 $D_j = d_j + 15' \quad (\text{mm})$

机床中一般以刚度估算传动轴的直径 d_j : 对于轻型矩型花键的轴 $d_j \geq 95 \sqrt[4]{\frac{N_j}{n_j}}$ (mm);

对于使用平键的轴 $d_j \geq 97 \sqrt[4]{\frac{N_j}{n_j}}$ (mm)。

式中 N_j ——第j轴的计算功率 (kw);
 n_j ——第j轴的计算转速 (rpm)。

由(2)式可见,要求 $\sum V_i$ 小,也即 m_i 及 $Z_{i\text{max}}$ 小,它同时减小了齿轮的直径,也就使得中心距之和及箱体体积变得较小,满足了按 $\sum a_i$ 为目标函数的要求,可以清楚看出,以 $\sum V_i$

为目标函数更合理。

在要求 $\sum V_i$ 小的同时,也需要要求 $\sigma_{i,0.2}$ 小,而传动轴传递的扭矩为 $M = 9550 \frac{N}{n}$ (N-m)

将会使 M 增大,使轴的直径及齿轮模数变大,因此编制程序时第一传动组到第 j 传动组的最低传动比应满足 $u_{1,1} > u_{2,1} \cdots > u_{j,1}$,这样可保证齿轮变速箱转速图设计时前慢后快的原则,使前面的传动轴较后面的传动轴的转速高,传递的扭矩较小,可减小结构尺寸。

二 设计方法及实例

我们通过一设计实例来说明组合机床主轴箱齿轮传动采用优化设计的方法。

例:设计加工两个 $\phi 38\text{mm}$ 孔(图1)的组合机床的主轴箱,希望达到体积小、噪声低、效率高、结构简单的目的。

已知数据:电动机功率 $N = 7.5\text{kW}$,输入轴转速, $n_{\text{入}} = 1450\text{rpm}$,两输出轴(即钻头)转速 $n_{\text{出}} = 200\text{rpm}$ 。

设计方法:

1、方案对比

方案1:本例的传动系统可设计为图2

(a)所示,各轴的空间位置如图2(b)示。1为输入轴,2、3为工作主轴,4为油泵主轴。总轴数为8,齿轮总个数为12。

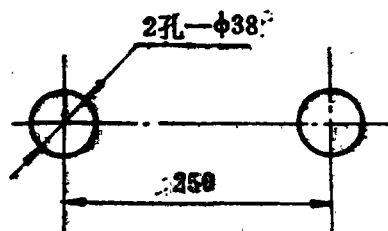
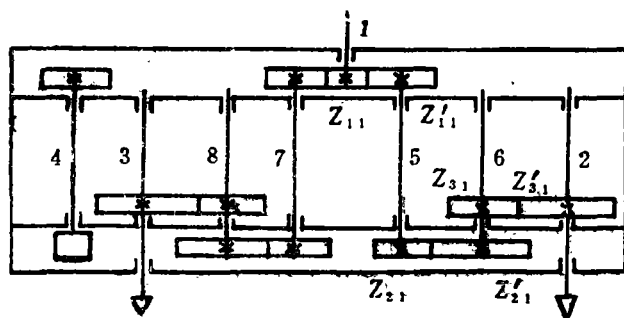
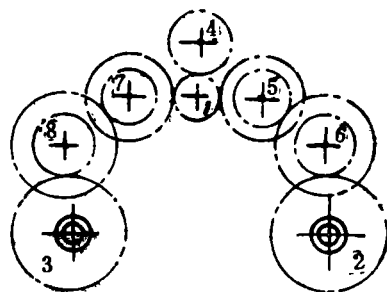


图1



(a)



(b)

图2

方案2:如图3所示,总轴数仍是8,而齿轮总个数为10。

可以看出:第二方案比第一方案齿轮排列少了一排,齿轮总个数也比第一方案少两个,可以节省材料,但由于第6、第8轴上的齿轮为公用齿轮,啮合频率提高,会加剧磨损,且第一方案处于前盖内第一排的左右各一对齿轮,还可以作为能更换的交换齿轮,用于必要时改变主轴的转速,因此还是第一方案较好。

2、主轴箱齿轮传动的优化设计

(1) 建立数学模型

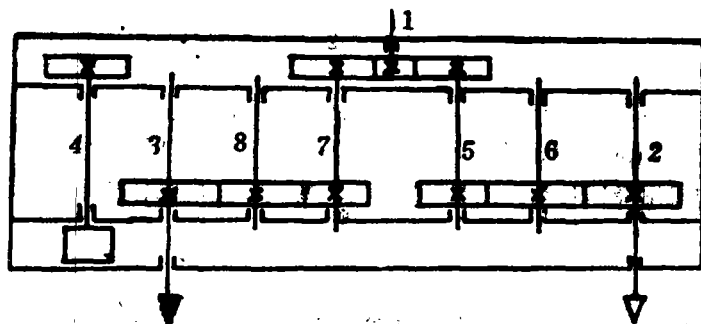


图 3

按以上所选用的方案 1 进行优化设计，它的设计变量为(传动系统左右对称只计算一边)

$$X = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8]^T$$

$$[Z_{11}, Z_{21}, Z_{31}, m_1, m_2, m_3, u_{11}, u_{21}]^T$$

u_{31} 可以由下式得出： $u_{31} = u_{总} / (u_{11} \cdot n_{21})$ ，而 $u_{总} = n_{出} / n_{入}$ 。

目标函数：分别以 $\sum a_i$ 及 $\sum V_i$ 作为目标函数，其表达式如前述的(1)及(2)式。

约束条件：用以下各约束函数表示

(a) 齿轮的最小齿数：取齿轮最小齿数为17，则约束条件为

$$g_u(x) = 1 - \frac{17}{Z_{i1}} \geq 0$$

本例要验算的齿轮为 Z_{11} 、 Z_{21} 、 Z_{31} ，由此建立约束条件 $g_1(x) \sim g_3(x)$ 。

(b) 齿轮的线速度：为保证低噪声及低振动，齿轮允许的最大线速度为 15m/sec，由此得约束条件

$$g_v(x) = 1 - \frac{V_i}{15} \geq 0$$

V_i 为各传动组中传动比最大的传动副的主动轮节圆处的线速度，本例需验算的是 Z_{11} 、 Z_{21} 、 Z_{31} ，可建立约束条件 $g_4(x) \sim g_6(x)$ 。

(c) 模数：一般在1.75~10mm之间，约束条件可表示为

$$g_m(x) = 1 - \frac{1.75}{m_i} \geq 0$$

$$g_m(x) = 1 - \frac{m_i}{10} \geq 0$$

需要验算的齿轮模数，在本例中是 m_1 、 m_2 、 m_3 ，可建立约束条件 $g_7(x) \sim g_{12}(x)$ 。

(d) 传动比：一般降速传动比不小于0.25，升速传动比不大于2，则约束条件为

$$g_u(x) = 1 - \frac{0.25}{u_{i1}} \geq 0$$

$$g_n(x) = 1 - \frac{u_{j1} \phi^{(p_j-1)k_j}}{2} \geq 0$$

式中 u_{j1} , p_j ——分别为第 j 传动组的最低传动比和传动副的数目。

k_j ——第 j 传动组的级比指数。

本例各传动组均采用降速传动, 故只验算 u_{11} , u_{21} , u_{31} 的降速传动比, 可建立约束条件 $g_{13}(x) \sim g_{15}(x)$ 。

(e) 齿轮强度:

(I) 齿轮的接触承载能力: 齿轮材料采用 45 号钢, 并经淬火, 齿面硬度达 HRC50 左右, 可按下式验算:

$$N_{j\text{接}} = \frac{a_j^3 n_j^{1.7}}{39304000} \geq N_{j\text{计}}$$

$$g_n(x) = 1 - \frac{N_{j\text{计}}}{N_{j\text{接}}} \geq 0$$

式中 $N_{j\text{计}}$ ——第 j 传动组按接触承载能力求得的齿轮副传送的最大功率 (kw)。

计算功率 $N_{j\text{计}} = N_{\text{电}} \cdot \eta_j$ ($N_{\text{电}}$ 为电动机的额定功率, η_j 为电动机至第 j 传动组的总效率)。

因本例共有 3 个传动组, 可建立约束条件 $g_{16}(x) \sim g_{18}(x)$ 。

(II) 齿轮的弯曲承载能力: 按下式计算

$$N_{j\text{弯}} = \frac{n_{j\text{计}} Z_{j1} m_j^3}{32768} \geq N_{j\text{计}}$$

$$g_n(x) = 1 - \frac{N_{j\text{计}}}{N_{j\text{弯}}} \geq 0$$

同样因传动组数为 3, 可建立约束条件 $g_{19}(x) \sim g_{21}(x)$ 。

(f) 齿轮的最小尺寸: 为了保证轮缘强度, 齿轮的分度圆直径 D_{ji} (mm) 应与其孔径有如下关系

$$D_{ji} = Z_{ji} m_i \geq 1.25 d_{ji} + 2.35 m_i$$

$$\frac{m_i (Z_{ji} - 2.35)}{1.25} \geq d_{ji}$$

式中 Z_{ji} 的右下角标 i 为齿轮号数, 对本例约束条件为

$$g_n(x) = 1 - \frac{1.25 d_{ji} + 2.35 m_i}{D_{ji}} \geq 0$$

由此可建立约束条件 $g_{22}(x) \sim g_{24}(x)$ 。

(g) 保证传动比均小于 1 及 $u_{11} > u_{21} > u_{31}$, 可建立以下 3 个约束条件, 得 $g_{25}(x) \sim$

$g_{27}(x)$:

$$g_{25}(x) = 1 - X(7) > 0$$

$$g_{26}(x) = 1 - \frac{X(8)}{X(7)} > 0$$

$$g_{27}(x) = 1 - \frac{X(9)}{X(8)} > 0$$

(2) 求解方法和结果: 可采用优化设计的各种方法求解, 本例采用内点惩罚函数法将有约束的优化设计问题, 转化为无约束问题来求解, 构成惩罚函数为

$$\phi(x, r^{(k)}) = F(x) + r^{(k)} \sum_{u=1}^m \frac{1}{g_u(x)}$$

式中 $r^{(k)}$ ——惩罚因子, 应满足 $r^{(0)} > r^{(1)} > r^{(2)} > \dots$

$$\text{和} \quad \lim_{k \rightarrow \infty} r^{(k)} = 0$$

用鲍威尔法对 $\phi(x, r^{(k)})$ 求极小值, 运算开始时首先在计算机上输入初始值:

$X^{(0)} = [27, 25, 23, 2, 2.5, 3, 0.65, 0.4]^T$, $r^{(0)} = 3$, $c = 0.2$ ($r^{(k+1)} = cr^{(k)}$),
收敛精度值 $\varepsilon = 0.01$ ($\|X^*(r^{(k-1)}) - X^*(r^{(k)})\| \leq \varepsilon$)

然后进行运算, 十多分钟可得出结果, 如表1、表2示。

表1 以 $\sum a_i$ 最小为目标函数的计算结果

设计参数 齿轮对	传动比 u		主动齿轮		被动齿轮		模数 m	
	计算值	实际值	计算值	实际值	计算值	实际值	计算值	实际值
Z_{11}/Z_{11}'	0.681	0.687	21.83	22	32.30	32	4.57	4.5
Z_{21}/Z_{21}'	0.483	0.478	21.88	22	45.54	46	4.82	5
Z_{31}/Z_{31}'	0.421	0.416	20.06	20	47.50	48	5.08	5
$\sum a_i = 461.5\text{mm}$, $\sum V_i = 22.16\text{m/sec}$								

采用内点惩罚函数法, 由于它的函数定义于可行域内, 其优化解是比较精确的, 并从设计的实际需要出发, 用 ε 来控制计算精度, 可以减少迭代次数及运算时间。从计算结果可以看出, 以 $\sum V_i$ 最小为目标函数, 能得到更好的优化结果, 它不但速度和较以 $\sum a_i$ 最小为目标函数所得的速度和小, 而且中心距之和也较小, 因此能使振动及噪声小, 结构也很紧凑。

若采用非标准的主轴箱, 可按所得设计参数, 设计出体积小、结构紧凑的主轴箱。若需与动力头相配, 则选用与之相配的标准主轴箱体。

表2 以 $\sum V_i$ 最小为目标函数的计算结果

设计 参考 齿轮对	传动比u		主动齿轮		被动齿轮		模数 m	
	计算值	实际值	计算值	实际值	计算值	实际值	计算值	实际值
Z_{11}/Z_{11}'	0.608	0.600	21.08	21	35.54	35	4.32	4.5
Z_{21}/Z_{21}'	0.519	0.513	18.71	19	36.60	37	4.89	5
Z_{31}/Z_{31}'	0.434	0.436	24.08	24	55.29	55	4.97	5
$\sum a_i = 463.5\text{mm}, \sum V_i = 20.66\text{m/sec}$								

参 考 文 献

- 〔1〕 陈立周等: 机械优化设计 上海科技出版社 1982年
- 〔2〕 刘惟信 孟嗣宗: 机械最优化设计 清华大学出版社 1986年
- 〔3〕 张玉凯: 机械优化设计入门 天津科学技术出版社 1985年
- 〔4〕 沈阳工业大学等: 组合机床设计 上海科学技术出版社 1985年