

基于 MATLAB 的液压钻机减速器多目标优化设计

陆惠明

(浙江杭钻机械制造股份有限公司, 浙江 杭州 310020)

摘要:介绍了利用 MATLAB 计算软件对液压钻机减速器优化设计的方法,即在保证其总传动比和承载能力下,以其齿轮中心距最小、齿宽最小为多目标,得到合理的液压钻机减速器参数。经优化后的齿轮比原设计目标值减少 4.56%,中心距减少 5.94%。

关键词:液压钻机;减速器;多目标优化;MATLAB

中图分类号:P634.3⁺1 **文献标识码:**A **文章编号:**1672-7428(2012)03-0023-04

Multi-objective Optimization Design Based on MATLAB of Hydraulic Drill Gear Reducer/LU Hui-ming (Zhejiang Hangzhou Drilling Machine Manufacturing Co., Ltd., Hangzhou Zhejiang 310020, China)

Abstract: The paper introduced the calculation method for optimization design of hydraulic drill gear reducer by MATLAB software; with the assurance of overall gear ratio and bearing capacity, taking the minimum gear center distance and the minimum gear thickness as multi-objective, reasonable parameters of hydraulic drill gear reducer were obtained. The gear number and the center distance were reduced by 4.56% and 5.94% respectively after optimization.

Key words: hydraulic drill; reducer; multi-objective optimization; MATLAB

0 引言

减速器是全液压钻机驱动钻杆回转钻进的一个关键部件,其性能的好坏决定了钻机能否适应钻孔的需要。以往液压钻机减速器的传统设计是按照减速器设计规范进行试凑的方法设计的,其方法要做到最优化的程度,要耗费大量的时间和人力。所以设计的减速器大部分往往体积过大,过于笨重。

ZDY4000 型液压钻机减速器是以液压马达为动力,经两级齿轮减速,带动主轴和液压卡盘夹持钻杆作回转运动。本文以该钻机减速器为例,在保证其总传动比和承载能力下,以其齿轮中心距最小、齿宽最小为多目标,利用 MATLAB 计算软件,对其二级齿轮传动进行参数优化设计。

1 ZDY4000 型液压钻机减速器的主要参数

图 1 为 ZDY4000 型液压钻机减速器传动原理图。

液压马达输出参数:转矩 $T = 118 \sim 552 \text{ N} \cdot \text{m}$, 转速 $n = 546 \sim 2058 \text{ r/min}$, 减速器传动比 $i \approx 8.4$, 使用寿命 72000 h。传动比允许误差为 0.5%。齿轮材料为 20CrMnTi, 齿轮热处理渗碳淬火, 由文献[1]查得, $\sigma_{\text{Hlim}} = 1300 \sim 1650 \text{ MPa}$, $\sigma_{\text{FE}} = 620 \sim 1040 \text{ MPa}$ 。

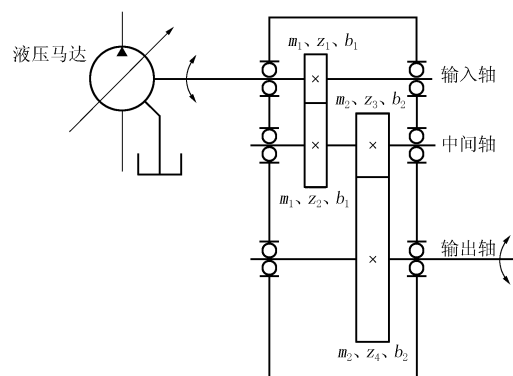


图 1 ZDY4000 型液压钻机减速器传动原理图

2 减速器的优化数学模型

2.1 建立多目标优化设计的数学模型

2.1.1 设计变量的建立

齿轮体积越小、几何尺寸越小、质量越轻,则转动惯量越小,圆周速度越小,从而动载荷减少,使传动更为平稳。以齿轮传动系统外廓所占体积最小为优化目标,并将其体积最小分解为齿轮中心距最小和齿宽最小双目标函数,以适应设计中对径向和轴向尺寸的要求。其设计目标是多级齿轮传动的一种设计准则。所以设计变量齿轮模数 m 、齿轮齿数 Z 、齿轮传动比 i 是影响齿轮体积大小、影响齿轮中心距大小的主要因素。即:

收稿日期:2011-11-24

作者简介:陆惠明(1959-),男(汉族),浙江绍兴人,浙江杭钻机械制造股份有限公司工程师,机械专业,从事钻探设备研发及试验工作,浙江省杭州市凯旋路 445 号浙江物产国际广场 29 楼。

$X = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6)^T = (m_1, m_2, z_1, z_3, i_1, i_2)^T$
 式中: m_1 ——高速级齿轮模数; m_2 ——低速级齿轮模数; z_1 ——高速级小齿轮齿数; z_3 ——低速级小齿轮齿数; i_1 ——高速级传动比; i_2 ——低速级传动比。

2.1.2 目标函数的建立

首先,建立中心距最小的目标函数。由图1可知:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^2 a_i &= a_1 + a_2 \\ &= 0.5m_1(z_1 + z_2) + 0.5m_2(z_3 + z_4) \\ &= 0.5m_1z_1(1 + i_1) + 0.5m_2z_3(1 + i_2) \end{aligned}$$

式中: a_1 ——高速级齿轮中心距; a_2 ——低速级齿轮中心距。

于是得到中心距优化设计目标函数:

$$f_1(x) = \sum_{i=1}^2 a_i = 0.5x_1x_3(1 + x_7) + 0.5x_2x_4(1 + x_8)$$

再次,建立齿宽最小的目标函数。由图1可知:

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^2 b_j &= b_1 + b_2 \\ &= m_1z_1\varphi_{d1} + m_2z_3\varphi_{d2} \\ &= 0.5m_1z_1(i_1 + 1)\varphi_{a1} + 0.5m_2z_3(i_2 + 1)\varphi_{a2} \end{aligned}$$

式中: b_1 ——高速级齿轮宽度; b_2 ——低速级齿轮宽度; φ_{a1} ——高速级齿宽系数; φ_{a2} ——低速级齿宽系数。

本文取 $\varphi_{a1} = 0.4, \varphi_{a2} = 0.25$ 。

于是,得到齿宽优化设计目标函数:

$$f_2(x) = \sum_{j=1}^2 b_j = 0.2x_1x_3(x_5 + 1) + 0.125x_2x_4(x_6 + 1)$$

因此,得到的目标函数为:

$$\min F(x) = \{f_1(x), f_2(x)\}$$

2.1.3 约束条件的建立

(1)最少齿数约束:为避免根切,高速级和低速级小齿轮的齿数 z_1, z_3 应不小于最少齿数 $z_{\min} = 17$, 于是最少齿数约束为:

$$\begin{aligned} 17 - x_3 &\leq 0 \\ 17 - x_4 &\leq 0 \end{aligned}$$

(2)高速级齿轮副模数的上、下限:

$$\begin{aligned} 4 - x_1 &\leq 0 \\ x_1 - 6 &\leq 0 \end{aligned}$$

(3)低速级齿轮副模数的上、下限:

$$\begin{aligned} 5 - x_2 &\leq 0 \\ x_2 - 7 &\leq 0 \end{aligned}$$

(4)高速级齿轮副接触强度条件。

根据文献[1],齿轮齿面接触强度的设计公式:

$$d_1 = m_1z_1 \geq A_d \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\varphi_{d1}\sigma_{HPI}^2} \cdot \frac{i_1 + 1}{i_1}} = A_d \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{i_1\varphi_{a1}\sigma_{HPI}^2}}$$

式中: A_d ——钢对钢配对齿轮副的常系数值, $A_d = 766$; K ——载荷系数, $K = 1.2 \sim 2$; T_1 ——小轮的名义转矩, $T_1 = 552 \text{ N} \cdot \text{m}$; σ_{HPI} ——许用接触应力, $\sigma_{HPI} = 1330 \text{ MPa}$; φ_{a1} ——齿宽系数,取 $\varphi_{a1} = 0.4$ 。

经变换上式,再将值 $A_d, K, T_1, \varphi_{a1}, \sigma_{HP}$ 代入,有:

$$1 - 8.915206 \times 10^{-7} m_1^3 z_1^3 i_1 \leq 0$$

即:

$$1 - 8.915206 \times 10^{-7} x_1^3 x_3^3 x_5 \leq 0$$

(5)低速级齿轮副接触强度条件。

根据文献[1],齿轮齿面接触强度的设计公式:

$$d_3 = m_2z_3 \geq A_d \sqrt[3]{\frac{KT_3}{\varphi_{d2}\sigma_{HP3}^2} \cdot \frac{i_2 + 1}{i_2}} = A_d \sqrt[3]{\frac{KT_1\eta}{\varphi_{a2}\sigma_{HP3}^2} \cdot \frac{i_1}{i_2}}$$

式中: φ_{a2} ——齿宽系数, $\varphi_{a2} = 0.25$; σ_{HP3} ——许用接触应力, $\sigma_{HP3} = 1330 \text{ MPa}$; η ——传动效率, $\eta = 0.96$;其余 A_d, K, T_1 意义同上。

经变换上式,再将值 $A_d, K, T_1, \eta, \varphi_{a2}, \sigma_{HP3}$ 代入,有:

$$1 - 1.160833 \times 10^{-6} m_2^3 z_3^3 i_2 / i_1 \leq 0$$

即:

$$1 - 1.160833 \times 10^{-6} x_2^3 x_4^3 x_6 / x_5 \leq 0$$

(6)高速级大齿轮齿根弯曲强度条件。

根据文献[1],齿轮齿根弯曲强度的设计公式:

$$m_1 \geq A_m \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\varphi_{d1}z_1^2} \cdot \frac{Y_{FS1}}{\sigma_{FPI}}} = A_m \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_{a1}z_1^2} \cdot \frac{Y_{FS1}}{\sigma_{FPI}} \cdot \frac{1}{i_1 + 1}}$$

式中: A_m ——系数, $A_m = 12.6$; σ_{FPI} ——许用齿根应力, $\sigma_{FPI} = 580 \text{ MPa}$; Y_{FS} ——复合齿形系数,根据文献[1]图21可以得到复合齿形系数 Y_{FS} 与齿数 z 的关系如表1所示。

表1 标准渐开线外齿轮($\alpha = 20^\circ, h_a^* = 1$)的复合齿形系数 $Y_{FS}^{[2]}$

z	12	13	14	15	16	17	18	19	20	25	30	35	40	50	60	70	80
Y_{FS}	5.05	4.91	4.79	4.70	4.61	4.55	4.48	4.43	4.38	4.22	4.13	4.08	4.05	4.02	3.88	3.88	3.88

经拟合计算,得到复合齿形系数的拟合方程:

$$Y_{FS} = Y_{Fa} Y_{Sa} = \frac{z}{0.269118z - 0.840687}$$

通过标准误差检验,其拟合标准误差 $\sigma = 0.022984$,相关指数 $R^2 = 0.996424$,这说明拟合结果是有效的。

经变换上式,再将值 A_m 、 K 、 T_1 、 Y_{FS} 、 φ_{a1} 、 σ_{FP1} 代入,有:

$$1 - 1.767552 \times 10^{-5} m_1^3 z_1^2 (i_1 + 1) + 5.521579 \times 10^{-5} m_1^3 z_1 (i_1 + 1) \leq 0$$

即:

$$1 - 1.767552 \times 10^{-5} x_1^3 x_3^2 (x_5 + 1) + 5.521579 \times 10^{-5} x_1^3 x_3 (x_5 + 1) \leq 0$$

(7) 低速级大齿轮齿根弯曲强度条件。

根据文献[1], 齿轮齿根弯曲强度的设计公式:

$$m_2 \geq A_m \sqrt[3]{\frac{KT_3}{\psi_{a2} z_3^2} \cdot \frac{Y_{FS3}}{\sigma_{FP3}}} = A_m \sqrt[3]{\frac{KT_1 \eta i_1}{\psi_{a2} z_3^2} \cdot \frac{Y_{FS3}}{\sigma_{FP3}}}$$

经变换上式,再将值 A_m 、 K 、 T_1 、 Y_{FS} 、 ψ_a 、 σ_{FP} 代入,有:

$$1 - [1.150750 \times 10^{-5} m_2^3 z_3^2 (i_2 + 1)/i_1] + 3.594782 \times 10^{-5} m_2^3 z_3 (i_2 + 1)/i_1 \leq 0$$

即:

$$1 - [1.150750 \times 10^{-5} x_2^3 x_4^2 (x_6 + 1)/x_5] + 3.594782 \times 10^{-5} x_2^3 x_4 (x_6 + 1)/x_5 \leq 0$$

(8) 高速大齿轮与低速轴不干涉条件:

$$a_2 - E - d_{e2}/2 \geq 0$$

式中: a_2 —— 低速级齿轮的中心距; E —— 低速级轴线与高速级大齿轮(中间轴)齿顶圆之间的距离,根据经验, $E \geq 50$ mm; d_{e2} —— 高速级大齿轮的齿顶圆直径。

将有关数据代入上式中得:

$$[2(x_1 + 50) + x_1 x_3 x_5] - x_2 x_4 x_5 (1 + x_6) \leq 0$$

(9) 总传动比的上、下限:

$$x_5 x_6 - 8.421 \leq 0$$

$$8.379 - x_5 x_6 \leq 0$$

(10) 高速级齿轮加工与轴承档台阶不干涉条件:

$$d_{01} + 2a - m_1 z_1 + 2.5 m_1 \leq 0$$

式中: d_{01} —— 输入轴轴承档直径, $d_{01} = 65$ (结构要求); a —— 轴肩, $a = 0.07 d_{01}$ 。

$$74 - x_1 x_3 + 2.5 x_1 \leq 0$$

(11) 低速级齿轮为花键连接结构形式条件:

$$d_{02} + 2a + 2\Delta + 5m_2 - m_2 (z_3 - 2.5) \leq 0$$

式中: d_{02} —— 中间轴轴承档直径(需圆整), 根据轴的设计公式求得; a —— 轴肩; Δ —— 花键齿顶到轴肩的距离。

其中:

$$d_{02} = 9.3 \sqrt[4]{\frac{T_1 i_1 \eta}{\varphi_1}}; a = 0.1 d_{02}; \Delta = 6$$

将值 d_{02} 、 a 、 Δ 代入,有:

$$12 + 54.17332 i_1^{0.25} + 7.5 m_2 - m_2 z_3 \leq 0$$

$$\text{即: } 12 + 54.17332 x_5^{0.25} + 7.5 x_2 - x_2 x_4 \leq 0$$

(12) 低速级大齿轮最大外形尺寸限制条件:

$$m_2 z_3 i_2 + 2m_2 - 360 \leq 0$$

$$\text{即: } x_2 x_4 x_6 + 2x_2 - 360 \leq 0$$

2.1.4 优化方法

利用线性加权和法^[3], 将多目标优化问题转化为单目标优化问题。即:

$$\min F(x) = w_1 f_1(x) + w_2 f_2(x)$$

式中: w_1 、 w_2 —— 加权系数, 本例, 取 $w_1 = 0.4$, $w_2 = 0.6$, 且 $w_1 + w_2 = 1$ 。

所以:

$$\min F(x) = 0.4 f_1(x) + 0.6 f_2(x)$$

上式利用 MATLAB 计算软件的优化工具箱中的约束非线性规划问题^[3]辅助求解。

2.1.5 MATLAB 求解及结果

(1) 编写自定义目标函数 gearboxfun(x):

```
function f = gearboxfun(x)
w1 = 0.4; w2 = 1 - w1;
f1 = 0.2 * x(1) * x(3) * (x(5) + 1) + 0.125 * x(2) * x(4) * (x(6) + 1); % 齿轮宽度
f2 = 0.5 * x(1) * x(3) * (1 + x(5)) + 0.5 * x(2) * x(4) * (1 + x(6)); % 中心距
f = w1 * f1 + w2 * f2;
```

(2) 编写自定义非线性约束函数 gearboxcon(x):

```
function [c, ceq] = gearboxcon(x);
% 约束函数
c(1) = [1 - 8.915206e - 7 * x(1) 3 * x(3) 3 * x(5)];
c(2) = [1 - 1.767552e - 5 * x(1) 3 * x(3) 2 * (x(5) + 1) + 5.521579e - 5 * x(1) 3 * x(3) * (x(5) + 1)];
c(3) = [4 - x(1)]; c(4) = [x(1) - 6];
c(5) = [17 - x(3)]; c(6) = [x(3) - 25];
c(7) = [74 - x(1) * x(3) + 2.5 * x(1)];
c(8) = [1 - 1.160833e - 6 * x(2) 3 * x(4) 3 * x(6)/x(5)];
c(9) = [1 - 1.150750e - 5 * x(2) 3 * x(4) 2 * (x(6) + 1)/x(5) + 3.594782e - 5 * x(2) 3 * x(4) * (x(6) + 1)/x(5)];
c(10) = [5 - x(2)]; c(11) = [x(2) - 8];
c(12) = [17 - x(4)]; c(13) = [x(4) - 25];
c(14) = [2 * (x(1) + 50) + x(1) * x(3) * x(5) - x(2) * x(4) * x(5) * (1 + x(6))];
c(15) = [x(5) * x(6) - 8.421]; c(20) = [8.379 - x(5) * x(6)];
c(16) = [12 + 54.17332 * x(5) 0.25 + 7.5 * x(2) - x(2) * x(4)];
c(17) = [(x(2) * x(4) * x(6) + 2 * x(2)) - 340];
% 非约束函数
ceq = [];
```

(3) 在 MATLAB 命令窗口中运行 gearboxout.m 文件:

```

gearboxout.m
clc;clear
x0=[4 5 17 18 1 1];
A=[];b=[];
Aeq=[];beq=[];
lb=[];ub=[];
[x,fval,exitflag]=fmincon(gearboxfun,x0,A,b,Aeq,beq,lb,ub,'
gearboxcon')

```

(4) 执行结果:

```

x=[4.0000 5.6445 21.0000 22.4998 3.2373 2.5883]
fval=294.7525

```

```
exitflag=1
```

由于齿轮模数应为标准值,齿数应为整数,其他参数一般也应适当圆整,所以 MATLAB 求解出的最优解,还不能直接采用。经标准化、圆整后, $m_1 = 4$, $z_1 = 21$, $z_2 = 67$, $b_1 = 70$, $m_2 = 5.5$, $z_3 = 22$, $z_4 = 58$, $b_2 = 58$ 。

2.2 优化结果与原设计参数比较

优化后参数与原设计参数比较,如表 2 所示。

表 2 优化后参数与原设计参数比较

设计参数	模数 m_1	齿数 z_1	齿数 z_2	齿宽 b_1	安全系数 S_H	模数 m_2	齿数 z_3	齿数 z_4	齿宽 b_2	安全系数 S_H	总中心距 Σa
原设计参数	5	18	52	60	1.03	6	21	61	65	1.07	421
优化后参数	4	21	67	70	1.0	5.5	22	58	58	1.01	396

3 结语

从表 2 的数据可以发现,在保证其总传动比和承载能力下,经优化后的齿轮比原设计目标值减少 4.56%,中心距减少 5.94%,且总传动比的误差 0.134% 小于 0.5%。

优化结果表明,优化方案比原设计方案节省材料,降低加工费用,有比较明显的经济效益。

利用 MATLAB 的简单编程,实现液压钻机减速器优化设计,大大减轻了设计人员的工作强度,提高了设计质量和效率,为以后的设计提供了一个有效的、快捷的设计方法。

参考文献:

- [1] GB 10063-88,通用机械渐开线圆柱齿轮承载能力简化计算方法[S].
- [2] 郭仁生.机械工程设计分析和 MATLAB 应用[M].北京:机械工业出版社,2006.
- [3] 赵继俊.优化技术与 MATLAB 优化工具箱[M].北京:机械工业出版社,2011.
- [4] 王文博.机构和机械零件优化设计[M].北京:机械工业出版社,1990.
- [5] 金全意.基于 MATLAB 的圆柱齿轮减速器优化设计[J].金陵科技学院学报,2010,26(1).
- [6] 谷欣.基于 matlab 的单级直齿圆柱齿轮减速器的优化设计[J].装备制造技术,2009,(9).

徐绍史主持召开部长办公会审议找矿突破战略行动实施方案

《中国国土资源报》消息(2012-03-02) 3月1日上午,国土资源部部长、党组书记、国家土地总督察徐绍史主持召开第6次部长办公会,审议并原则通过《找矿突破战略行动实施方案》。

会议指出,国务院第176次常务会议审议通过了由国土资源部、发改委、科技部、财政部联合编制的《找矿突破战略行动纲要(2011-2020年)》。根据《纲要》的总体思路和要求,国土资源部编制了《找矿突破战略行动实施方案》,阐明了实施找矿突破战略行动的指导思想、基本原则、总体目标和阶段性目标以及总体部署,从基础地质调查与研究、重要矿产勘查、矿产资源节约与综合利用3个方面,提出了基础地质调查、油气资源调查、矿产远景调查、地质科技攻关、油气资源勘查、重要固体矿产勘查、老矿山找矿、矿产资源节约与综合利用等八项任务。

会议强调,为使找矿突破战略行动真正落地,实施方案

要形成闭路循环,除确定阶段目标外,还要制定具体的年度计划和各项工作的完成时限。《方案》不仅要明确落实找矿突破战略行动具体要做什么,更要明确怎么做;要跳出技术层面,从全局的高度统筹考虑政府、市场、企业、地勘单位和基金等各方面在找矿突破战略行动中的作用,研究制约找矿突破战略行动的体制机制问题,并提出政策措施和形势分析;强化信息化建设,矿产资源节约与综合利用示范基地、整装勘查区都应上图入库,实时在线监管;加强标准规范和质量建设,鼓励企业积极参与行标和国标的制定。

部党组成员、副部长徐德明、汪民、张少农、王世元,部党组成员、中纪委驻部纪检组组长王寿祥,部党组成员、副部长胡存智,部党组成员、国家土地副总督察张德霖出席会议。部总工程师钟自然、部机关有关司局及直属单位负责人列席了会议。