

文章编号:1000-582X(2011)05-014-05

船用齿轮传动的动态优化设计

杜雪松¹, 朱才朝¹, 宁杰²

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044;

2. 杭州前进齿轮箱集团股份有限公司, 浙江 杭州 311203)

摘要:考虑齿轮副的时变啮合刚度、啮合阻尼及轮齿的综合误差,建立了船用齿轮传动系统的动力学模型;将齿轮副接触线长度变化代替齿轮瞬时啮合刚度的变化,啮合阻尼和齿面摩擦等效为粘性阻尼以提高求解效率。并以齿轮的振动加速度和质量为目标函数,对船用齿轮传动进行多目标动态优化,有效降低船用齿轮的振动水平和质量。

关键词:船用齿轮;优化设计;动态性能;啮合刚度;动力学

中图分类号:TH113.1

文献标志码:A

Dynamic optimization design of marine gear transmission system

DU Xue-song¹, ZHU Cai-chao¹, NING Jie²

(1. The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University,

Chongqing 400044, P. R. China;

2. Hangzhou Advance Gearbox Group Co. Ltd., Hangzhou, Zhejiang 311203, P. R. China)

Abstract: A dynamic model of transmission system for a marine gear is established considering time-varying mesh stiffness, mesh damping and tooth composite error. The solution efficiency is improved by taking contact line length change of gear pair instead of instantaneous gear mesh stiffness change and making mesh damping and tooth surface equivalent to viscous damping. Multi-objective dynamic optimization design is put into practice to improve the marine gear transmission system using vibration acceleration and mass as target function. The results show that the optimization method can effectively reduce the vibration level and mass of marine gear.

Key words: marine gear; optimization design; dynamic property; meshing stiffness; dynamics

舰船用大功率齿轮传动装置是舰船轮机系统的重要设备之一,主要采用宽斜齿轮的传动形式,结构复杂,承载大,精度要求高。轻量化和良好的动态性能是当前船用齿轮设计的关键性技术要求,依靠传统设计方法难于实现。以中心距最小、体积最小等为优化目标的船用齿轮静态优化设计方法较为成熟。近年来,一些学者对基于动力学分析结果的齿轮传动动态设计及优化方法进行了研究^[1-3],但这些优化方法较少考虑船用齿轮的使用特点,且计算理

论复杂,计算量较大^[4-5],阻碍了研究成果在实际工程中的推广应用。

基于此,笔者以齿轮系统动力学为基础,考虑齿轮副的时变啮合刚度、啮合阻尼及轮齿的综合误差,建立了船用齿轮传动系统的动力学模型,并提出了高效的求解方法。在此基础上,考虑船用齿轮传动的使用特点和设计要求,以质量和振动加速度为优化目标,建立了船用齿轮传动的多目标优化模型。实例计算结果表明了该方法的实用性和有效性。

收稿日期:2010-12-26

基金项目:中央高校基本科研业务费科研专项(CDJZR10 11 00 09)

作者简介:杜雪松(1970-),男,重庆大学副教授,博士,主要从事机械系统动力学方面的研究,(E-mail)dxs1970@yahoo.com.cn。

1 齿轮动力学模型

1.1 齿轮动力学方程

考虑齿轮副的时变啮合刚度、啮合阻尼及啮合轮齿的综合误差,齿轮副的动力学模型如图 1 所示,动力学方程为

$$m\ddot{x} + c(t)\dot{x} + k(t)x = F_0 + F(t), \quad (1)$$

式中: m 为沿啮合线方向的齿轮当量质量, $m = (J_1 J_2) / (J_2 r_{b1}^2 + J_1 r_{b2}^2)$; J_1, J_2 分别为主、被动轮转动惯量; r_{b1}, r_{b2} 分别为主、被动轮基圆半径; $c(t)$ 为齿轮副时变啮合阻尼, $c(t) = 2\xi \sqrt{k(t)m}$; $k(t)$ 为齿轮副时变啮合刚度; F_0 为齿轮副传递的静态载荷, $F_0 = T_1 / r_{b1} = T_2 / r_{b2}$; $F(t)$ 为齿轮副啮合激振力,按式(5)计算。

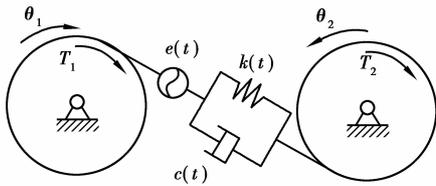


图 1 宽斜齿轮副动力学模型

1.2 相关量的确定

1.2.1 时变刚度的计算

目前啮合刚度的计算大都采用有限元法,但对于求解式(1)的系统动态响应时,若采用有限元法,则需在每一啮合瞬时分别计算一次啮合刚度,导致计算量过大。为此,可采用齿轮副接触线长度变化代替齿轮瞬时啮合刚度的变化,来求解一对啮合齿轮副的时变啮合刚度^[6-8]。

$$k(t) = k_0 L(\tau), \quad (2)$$

式中: k_0 为单位接触线长度的啮合刚度; $L(\tau)$ 为齿轮副瞬时总接触线长度, $\tau = t / T_z$, $T_z = 60 / (nz)$ 为啮合周期。

$$L(\tau) = \left[1 + \sum_{k=1}^{\infty} (A_k \cos(2\pi k\tau) + B_k \sin(2\pi k\tau)) \right] \cdot L_m, \quad (3)$$

式中:

$$A_k = \frac{1}{2\epsilon_a \epsilon_\beta \pi^2 k^2} \{ \cos(2\pi k \epsilon_\beta) + \cos(2\pi k \epsilon_a) - \cos[2\pi k(\epsilon_a + \epsilon_\beta)] - 1 \};$$

$$B_k = \frac{1}{2\epsilon_a \epsilon_\beta \pi^2 k^2} \{ \sin(2\pi k \epsilon_\beta) + \sin(2\pi k \epsilon_a) - \cos[2\pi k(\epsilon_a + \epsilon_\beta)] \};$$

$$L_m = b \epsilon_a / \cos \beta_b.$$

以上 3 式中 $\epsilon_a, \epsilon_\beta$ 分别为齿轮副端面、轴向重合度; β_b 为基圆螺旋角; b 为齿宽。

计算表明,当 k 取到 5 阶以后,其幅值较小,对计算结果影响不大。故本文计算时,取 $k=5$ 。

1.2.2 啮合阻尼

目前还难以对时变啮合阻尼进行精确的计算。Kahraman 和 Singh 的研究表明可以忽略啮合阻尼的时变性,像大多数文献一样,笔者在计算时将啮合阻尼和齿面摩擦等效为粘性阻尼 c_m ^[9]。在求解式(1)时,用 c_m 代替 $c(t)$ 。

$$c_m = 2\xi \sqrt{k_m m}, \quad (4)$$

式中: ξ 为轮齿啮合阻尼比,一般取 0.03 ~ 0.17; k_m 为齿轮平均啮合刚度。

1.2.3 啮合激振力

式(1)中的啮合激振力计算式为

$$F(t) = \Delta k(t) e(t), \quad (5)$$

式中: $\Delta k(t)$ 为时变啮合刚度中的变刚度部分, $\Delta k(t) = k(t) - k_m$; $e(t)$ 为轮齿综合误差。

$e(t)$ 为考虑齿形误差、基节误差引起的齿轮副沿啮合线方向的综合误差,在设计阶段可根据齿轮精度等级,采用简谐函数表示法进行模拟。

$$e(t) = e_0 + e_r \sin(2\pi t / T_z + \varphi), \quad (6)$$

式中: e_0, e_r 分别为轮齿误差的常值和幅值; φ 为相位角。

1.3 动力学方程求解

要实现齿轮传动的动态优化设计,首先需要求解系统在某一啮合瞬时沿啮合线方向的振动加速度、振动速度及振动位移^[10]。式(1)的振动方程为 2 阶非线性参数激励振动微分方程,笔者采用 4 阶变步长 Runge-Kutta 法进行数值求解。求解时,相关量的确定采用前述方法,计算表明,求解效率较有限元法有较大幅度提高。

2 优化模型的建立

2.1 目标函数

齿轮传动系统的振动噪声与振动加速度的均方根值成正比,它可反映齿轮传动系统的动态性能,因此采用在一个啮合周期内齿轮沿啮合线方向的振动加速度的均方根值作为齿轮系统动态性能最优设计的目标函数。

$$\min f_1(x) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \ddot{x}_i^2 / n}, \quad (7)$$

式中: n 为系统在一个周期内等分点数,这里取 $n=160$ 。

将两齿轮质量最小作为第 2 个目标函数。

$$\min f_2(x) = \frac{\pi}{4} m_n^2 z_1^2 b (1 + i^2) \rho / \cos^2 \beta, \quad (8)$$

式中: m_n 、 z_1 分别为小齿轮的法向模数、齿数; i 为传动比; ρ 为材料密度; β 为螺旋角。

由于各分目标物理意义不一样,量级也不一样。为了统一规格化,对其作如下处理,设某点 $x^{(0)}$ 在可行域内,取

$$F_i(x) = \frac{f_i(x)}{f_i(x^0)}, i = 1, 2. \quad (9)$$

处理后的目标函数在量级上一致,便于目标函数的寻优。采用规格化加权法将各目标函数统一起来。

$$F(x) = w_1 F_1(x) + w_2 F_2(x), \quad (10)$$

式中: w_1 、 w_2 为权重,用于考虑 2 个目标的重要程度,这里重点针对齿轮系统的动态性能进行优化,经过多次试算分析,取 $w_1 = 0.6$, $w_2 = 0.4$ ^[11-13]。

船用齿轮箱一般为多级齿轮传动。如果将各级设计参数均作为设计变量,由于动态优化设计的计算量庞大,优化求解的时间将会较长;另一方面,各级齿轮加速度对整个系统动态性能的影响程度难以准确确定,目前大部分文献采用线性加权法构造系统级目标函数,但加权系数的确定因人而异,差别较大。因此为简化计算过程,提高计算效率,笔者采取各级传动单独优化。

2.2 设计变量

影响齿轮动态性能的参数主要有齿数、模数、齿宽、变位系数和螺旋角等^[14]。这里取齿数、模数、变位系数和螺旋角为设计变量,其传动比、齿宽系数等其余参数按照常规的设计方法选取,即

$$x = [z_1, m_n, \beta, x_{n1}, x_{n2}]. \quad (11)$$

2.3 约束条件

优化模型的约束条件包括各设计变量的上下界、范成顶切、过渡曲线干涉、齿廓重叠干涉、齿顶厚、强度条件、重合度、螺旋角约束等,这些约束条件的建立方法已很成熟,在此不再赘述。

除上述约束条件外,考虑到船用齿轮在高速重载条件下工作,为了提高其抗磨损、胶合和点蚀的能力,变位系数应按均衡滑动率原则选取,则其约束条件可表示为

$$\frac{1}{u} \left(\frac{C_6}{C_5} - 1 \right) - u \left(\frac{C_1}{C_6 - C_1} \right) \leq 0.001, \quad (12)$$

式中: u 为齿数比, $u = z_2/z_1 \geq 1$; $C_6 = (r_{b1} + r_{b2}) \cdot \tan \alpha_{wt}$; $C_5 = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}$; $C_1 = C_6 - \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}$ 。

上述 3 式中: r_{a1} 、 r_{a2} 分别为大小齿轮齿顶圆直

径; α_{wt} 为啮合角。

小齿轮齿数的约束条件,其下界由根切条件确定,上界一般按经验选取。根据笔者的研究,如果采用等强齿确定其上界,将会使优化的搜索范围减少,从而有效提高计算效率。

等强齿是指一对齿轮存在等强齿数 z_0 , 当 $z_1 = z_0$ 时,接触强度与弯曲强度相同;当 $z_1 > z_0$ 时,弯曲强度相对较低;当 $z_1 < z_0$ 时,接触强度相对较低。对于船用齿轮而言,一般设计要求其弯曲强度应该比接触强度要大 1.2~1.4 倍,故小齿轮齿数应按 $z_1 < z_0$ 选取,则小齿轮齿数约束条件可表示为

$$\left. \begin{aligned} 17 \cos^3 \beta - z_1 &\leq 0, \\ z_1 &< z_0. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

3 计算实例

某船用齿轮传动,输入转速 800 r/min,传递扭矩 91 670 N·m,传动比 $i = 3.952$,小、大齿轮材料 20CrMnMo,渗碳淬火处理,齿面硬度 HRC 58~62,齿轮精度等级 6,齿形误差 $e_1 = 11 \mu\text{m}$,基节误差 $e_{II} = 9 \mu\text{m}$,齿宽系数 $\varphi_d = 1.15$ 。利用 Matlab 中的优化工具进行编程求解^[15-16]。优化前后齿轮副啮合刚度变化曲线如图 2 所示,图 3、4 分别为优化前后齿轮副加速度响应曲线。优化前后设计参数的对比见表 1。

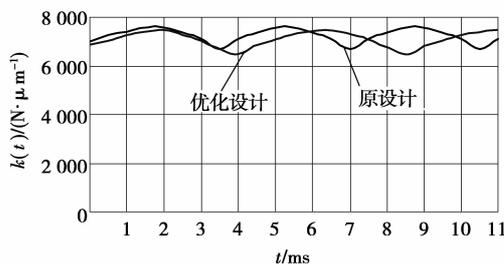


图 2 优化前后啮合刚度变化

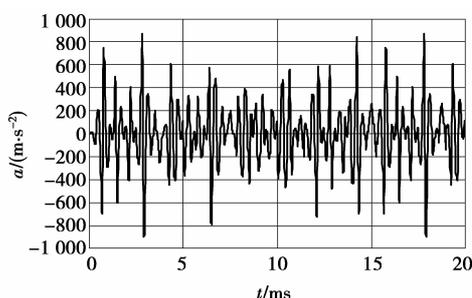


图 3 优化前齿轮副加速度响应曲线

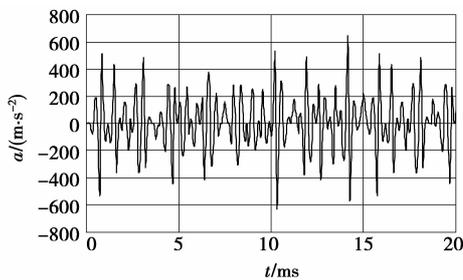


图 4 优化后齿轮副加速度响应曲线

表 1 优化前后参数比较

| 参数符号 | 原设计 | 优化设计 |
|----------------------------|---------|---------|
| z_1 | 21 | 19 |
| z_2 | 83 | 75 |
| m_n | 16 | 16 |
| $\beta/(\circ)$ | 8.0 | 10.8 |
| x_{n1} | 0.298 5 | 0.484 9 |
| x_{n2} | 0.685 1 | 0.476 0 |
| a | 855 | 780 |
| 质量/kg | 4 569 | 3 876 |
| 振动加速度/($m \cdot s^{-2}$) | 283.3 | 224.6 |

从表中的数据可以看出,经优化设计的齿轮,其质量减轻了 15.1%。优化前后振动加速度减少了 20.7%。根据式(12),按原设计所选变位系数计算,两齿轮滑动率差为 0.137 6,按优化后的变位系数计算,两齿轮滑动率差仅为 0.000 2。由此可以看出,经优化设计的齿轮,在质量及动态性能方面均有明显改善,变位系数也接近于等滑动率。

4 结 语

基于齿轮传动的动力学方程,考虑船用齿轮的使用特点和设计要求,以齿轮系统的振动加速度和质量为优化目标,建立了船用齿轮传动的多目标优化模型并提出了高效的求解方法。实例计算结果表明,提出的优化设计方法,计算效率较高,可有效降低齿轮系统的振动和质量,为低噪声、低成本的船用齿轮箱的设计提供参考。为了提高计算效率,文中所建的齿轮动力学模型没有考虑安装误差、齿侧间隙等因素对动态性能的影响,这在一定程度上会降低计算精度。因此,建立更符合工程实际的齿轮系统动力学模型以及寻求更高效的优化求解方法,将是今后研究的重点。

参考文献:

- [1] AMBARISHA V K, PARKER R G. Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite element models[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2007,302(3):577-595.
- [2] HBAIEB R, CHAARI F, FAKHFAKH T, et al. Dynamic stability of a planetary gear train under the influence of variable meshing stiffnesses [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2006, 224(8):1711-1725.
- [3] KARPAT F, EKWARO-OSIRE S, CAVDAR K, et al. Dynamic analysis of involute spur gears with asymmetric teeth [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2008,50(12):1598-1610.
- [4] 全令胜,石博强,申焱华,等. 基于 FORM 的齿轮传动多学科优化设计[J]. *机械工程学报*, 2010,46(3):42-46.
TONG LING-SHENG, SHI BO-QIANG, SHEN YAN-HUA, et al. First-order reliability method based multidisciplinary design optimization on gear transmission[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010,46(3):42-46.
- [5] 李秀莲. 基于遗传算法的船用斜齿轮传动模糊可靠优化的研究[J]. *舰船科学技术*, 2009,31(2):76-79.
LI XIU-LIANG. Fuzzy reliable optimum design of the marine helical gear drive based-on genetic algorithm[J]. *Ship Science and Technology*, 2009,31(2):76-79.
- [6] CHAARI F, HBAEIB R, FAKHFAKH T, et al. Dynamic response simulation of planetary gears by the iterative spectral method [J]. *International Journal of Simulation Modeling*, 2005,4(1):35-45.
- [7] PEETERS J L M, VANDEPITTE D, SAS P. Analysis of internal drive train dynamics in a wind turbine[J]. *Wind Energy*, 2006,9(1):141-161.
- [8] LI S T. Finite element analyses for contact strength and bending strength of a pair of spur gears with machining errors, assembly errors and tooth modifications [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2007,42(1):88-114.
- [9] 陈安华,罗善明,王文明,等. 齿轮系统动态传递误差和振动稳定性的数值研究[J]. *机械工程学报*, 2004,40(4):21-25.
CHEN AN-HUA, LUO SHAN-MING, WANG WEN-MING, et al. Numerical investigations on dynamic transmission error and stability of a geared rotor-bearing system [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2004,40(4):21-25.

- [10] KUO J H, SU H W. Approaches to parametric element constructions and dynamic analyses of spur/helical gears including modifications and undercutting [J]. *Finite Elements in Analysis and Design*, 2010, 46(12): 1106-1113.
- [11] 秦大同, 邢子坤, 王建宏. 基于动力学和可靠性的风力发电齿轮传动系统参数优化设计[J]. *机械工程学报*, 2008, 44(7): 24-31.
- QIN DA-TONG, XING ZI-KUN, WANG JIAN-HONG. Optimization design of system parameters of the gear transmission of wind turbine based on dynamics and reliability [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(7): 24-31.
- [12] 朱才朝, 徐向阳, 王海霞, 等. 大功率船用齿轮箱结构优化[J]. *重庆大学学报*, 2008, 31(11): 1221-1225.
- ZHU CAI-CHAO, XU XIANG-YANG, WANG HAI-XIA, et al. Structural optimization of high-power marine gearbox [J]. *Journal of Chongqing University*, 2008, 31(11): 1221-1225.
- [13] WANG Y. Optimized tooth profile based on identified gear dynamic model [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2007, 42 (8) :1058-1068.
- [14] DION J L, MOYNE S L, CHEVALLIER G, et al. Gear impacts and idle gear noise: experimental study and non-linear dynamic model [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2009, 23(8): 2608-2628.
- [15] 蒋春明, 阮米庆. 基于 MATLAB 的斜齿轮传动多目标优化设计[J]. *传动技术*, 2006, 20(4): 7-9.
- JIANG CHUN-MING, RUAN MI-QING. Multi- objective optimal design of the helical gear transmission [J]. *Drive System Technique*, 2006, 20(4): 7-9.
- [16] 张庆伟, 张博, 王建宏, 等. 风力发电机齿轮传动系统的动态优化设计[J]. *重庆大学学报*, 2010, 33(3): 30-35.
- ZHANG QING-WEI, ZHANG BO, WANG JIAN-HONG, et al. Dynamic optimization design of gear transmission system for wind turbine. *Journal of Chongqing University*, 2010, 33(3): 30-35.

(编辑 张 苹)

(上接第 13 页)

- [9] 胡建军. 汽车无级变速传动系统建模、仿真及其匹配控制策略研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2001.
- HU JIAN-JUN. Study on modeling, simulation, matching and control strategy of vehicle with metal v-belt type continuously variable transmission system [D]. Chongqing: Chongqing University, 2001.
- [10] 罗勇, 孙冬野, 秦大同, 等. 考虑 CVT 效率的无级变速车辆最佳经济性控制[J]. *机械工程学报*, 2010, 46(4): 80-86.
- LUO YONG, SUN DONG-YE, QIN DA-TONG, et al. Fuel optimal control of CVT equipped vehicle with consideration of CVT efficiency [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(4): 80-86.
- [11] UNNO T, SAKAUE M, ISHIOKA K, et al. Development of electronically controlled CVT focusing on rider's intention of acceleration and deceleration [C] // SAE Technical Paper, October 30-November 1, 2007, Toki Messe, Niigata, Japan. [S. l.]: SAE International, 2007.
- [12] BONSEN B, STEINBUCH M, VEENHUIZEN P A. CVT ratio control strategy optimization [C/OL] // *Vehicle Power and Propulsion*, 2005 IEEE Conference, Chicago, September 7-9. [2005-12-12]. <http://ieeexplore.ieee.org/iel5/10416/33078/01554561.pdf>.
- [13] ERIC N, FRANCIS S, TORN D, et al. Innovative self optimizing clamping force strategy for the pushbelt CVT [C] // SAE World Congress and Exhibition, April 20- 23, 2009, Detroit, MI, USA. [S. l.]: SAE International, 2009.
- [14] TOGAI K, KOSO M. Dynamic scheduling control for engine and gearshifts: consolidation of fuel-economy optimization and reserve power [J]. *Mitsubishi Motors Technical Review*, 2006(18): 24-31.
- [15] LEE H, KIM H. Improvement in fuel economy for a parallel hybrid electric vehicle by continuously variable transmission ratio control [J]. *Automobile Engineering*, 2005, 219(1): 43-51.
- [16] CARBONE G, MANGIALARDI L, BONSEN B, et al. CVT dynamics: theory and experiments [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2007, 42(4): 409-428.

(编辑 张 苹)