

文章编号:1000-8055(2011)02-0409-07

基于接触有限元分析的斜齿轮齿廓修形与实验

吴勇军, 王建军, 韩勤锴, 李其汉

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 研究了基于接触有限元分析的斜齿轮精确齿廓修形设计, 并进行了振动对比验证实验. 在 ANSYS 环境下建立了精确的斜齿轮副接触有限元分析模型, 并通过有限元接触分析, 以直接提取的啮合线方向综合弹性变形作为齿廓修形设计的依据, 精确确定了斜齿轮副的齿廓修形量及修形设计方案; 根据所确定的齿廓修形设计方案, 设计并建立了台架对比实验系统, 进行了多种转速和载荷工况下的振动对比实验, 并分析了齿廓修形设计方案的实际减振降噪效果和特点. 研究表明: 提出的斜齿轮精确齿廓修形设计方案是合理的, 而且具有很好的减振降噪效果, 两种评价指标下最大分别减振 11.28 dB 和 4.69 dB.

关 键 词: 接触有限元分析; 斜齿轮; 齿廓修形; 减振降噪; 弹性变形

中图分类号: TH132

文献标识码: A

Tooth profile modification of helical gears and experimental study based on finite element contact analysis

WU Yong-jun, WANG Jian-jun, HAN Qin-kai, LI Qi-han

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The precise tooth profile modification (TPM) of helical gears based on finite element contact analysis has been investigated, and the vibration comparative experiment has been carried out for verification. An accurate finite element contact analysis model of helical gears was established directly under ANSYS, while the integrated elastic deformation of the meshed teeth was extracted directly from the finite element contact analysis results, and considered as the main basis of the amount of tooth profile modification; then the precise tooth profile modification was presented. According to the presented design of tooth profile modification, the comparative experiment system was built up, and the vibration comparative experiment was carried out under a variety of speed and load conditions; then the actual effects and characteristics of vibration and noise reduction of the modified gears were discussed. Researches show that, the presented precise tooth profile modification is quite correct and reasonable, and also has a good effect of noise and vibration reduction, with the biggest reduction under each criterion down to 11.28 dB and 4.69 dB.

Key words: finite element contact analysis; helical gears; tooth profile modification; noise and vibration reduction; elastic deformation

齿轮修形技术经半个多世纪的发展, 已成为改善齿轮系统传动平稳性、降低振动噪声的关键技术之一^[1-5], 并应用于航空发动机、航空飞行器、

直升机减速器等高速航空齿轮传动. 目前, 有关直齿轮的修形方法及技术已比较成熟^[5-7], 但是, 由于斜齿轮传动结构的复杂性, 采用传统的简化计

收稿日期: 2010-01-15; 修订日期: 2010-03-11

作者简介: 吴勇军(1983—), 男, 四川安岳人, 博士生, 主要从事传动系统振动方面的研究.

通讯作者: 王建军(1956—), 男, 江苏铜山人, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事航空发动机结构与传动系统振动问题研究.

算或经验公式等^[5,8]方法不能精确计算轮齿的接触变形,进而不能进行精确的修形设计,难以满足现代工业对高品质齿轮传动的要求.因此,利用现代分析手段,通过接触有限元分析进行精确修形设计是斜齿轮修形的研究趋势.

随着计算机技术及大型商用有限元分析软件的不断发展,进行高精度的斜齿轮接触有限元分析已成为可能.目前,斜齿轮接触有限元分析已用于斜齿轮的强度应力分析、载荷分布及修形设计等方面的研究^[9-12].但分析过程大都进行了相应的简化,不能保证模型的高精度,尤其在斜齿轮修形设计方面的研究还不完善.文献[13-14]等用实验验证了修形技术具有较好减振的效果,但仍需进行深入的实验研究以分析斜齿轮齿廓修形的实际减振效果及特点.

因此,本文针对某发动机传动系统的一对典型齿轮副,首先利用参数化设计语言(ANSYS parametric design language,简称 APDL)直接在 ANSYS 环境下建立精确的斜齿轮副接触有限元分析模型;然后通过接触分析,并建立沿啮合线方向的结果坐标系,以直接提取的啮合线方向综合弹性变形作为齿廓修形设计依据,精确确定斜齿轮副的齿廓修形量;最后,通过振动对比实验验证齿廓修形设计方案的正确性和有效性,并分析齿廓修形设计的实际减振降噪效果及特点.

1 啮合斜齿轮副的有限元建模

根据渐开线及螺旋线生成原理^[15],利用 APDL 编写相应的建模程序,直接在 ANSYS 中参数化建立精确的斜齿轮单齿扇区模型.并根据渐开线齿轮啮合原理^[15],通过旋转平移单齿扇区模型,可直接在 ANSYS 环境下实现主从动齿轮的精确啮合,生成精确的齿轮副啮合模型.文中齿轮副的基本参数如表 1 所示.图 1 所示为单齿啮合

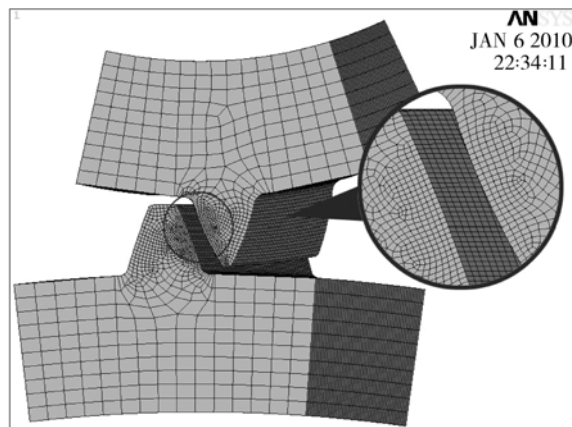


图 1 高点处啮合有限元模型

Fig. 1 Meshed finite element model of high point

高点处的啮合有限元模型,下侧为主动轮 1,上侧为从动轮 2.

2 啮合斜齿轮副的接触有限元分析

本文所研究齿轮副的设计工况为主动轮转速 1500r/min,从动轮负载扭矩 27.23 N·m.约束及载荷的施加情况为:约束主动轮 1 轮体两侧面及底面的所有自由度;约束从动轮 2 轮体两侧面及底面的轴向和径向自由度,并在底面施加周向的分布力来等效所传递的扭矩.部分计算结果如图 2~图 4 所示.

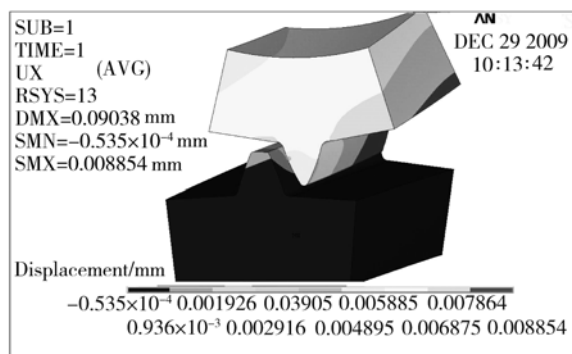


图 2 从动轮加载时齿轮副位移云图

Fig. 2 Displacement distribution of gear pair

由图 2 可知,当从动轮加载时,主动轮的变形主要发生在轮齿部分,说明选取的零位移约束边分析界模型是合理的.为进一步研究主动轮啮合齿面的位移分布,利用 APDL 程序提取啮合齿面沿啮合线方向的位移值,并按照齿面节点位置绘制如图 3 所示的齿面位移分布图.

从图 3 中可以明显地看出接触区域及接触变形的存在,同时还可由图 3 提取出接触线上沿啮

表 1 斜齿轮副基本参数

Table 1 Basic parameters of helical gear pair

	主动轮 1	从动轮 2
齿数	101	36
法向模数/mm	2.5	2.5
压力角/(°)	20	20
螺旋角/(°)	20	20
齿宽/mm	25	18
变位系数	0	0.5152
精度等级	6	6

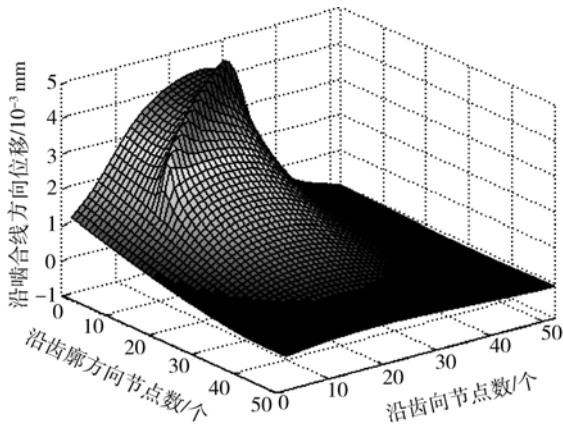


图3 主动轮啮合齿面位移分布图

Fig. 3 Displacement distribution on meshing surface of driver

合线方向的变形大小,作为确定修形设计的主要依据。

由图4所示接触应力云图可知,在单齿啮合高点处的最大接触应力为534.697 MPa。由文献[16]可知主动轮单齿啮合高点处的最大计算接触应力计算公式为

$$\delta_h = Z_h Z_e Z_\epsilon Z_\beta Z_b \sqrt{\frac{F_t}{Bd_1} \frac{u+1}{u} K_a K_v K_{h\beta} K_{h\alpha}} \quad (1)$$

式中各参数含义及取值参见参考文献[16],计算可得理论最大接触应力为550.87 MPa,这与图4所示的有限元计算结果534.697 MPa很接近,进一步说明前面建立的有限元分析模型及边界条件的选择是合理的,计算结果是可信的。

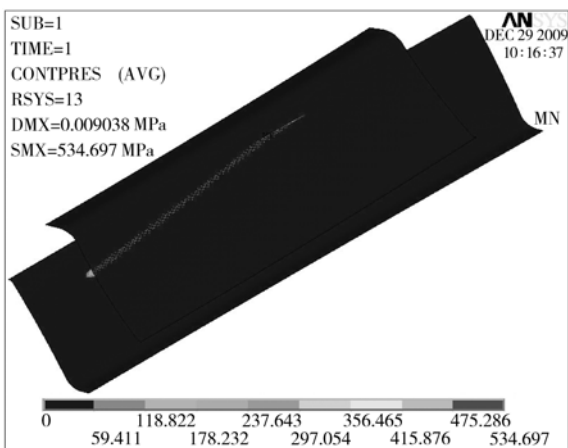


图4 从动轮加载时的接触应力云图(单位:MPa)

Fig. 4 Contact stress distribution of gear pair (unit:MPa)

3 斜齿轮的齿廓修形设计

由于所研究的齿轮副具有较高的精度,因此受载弹性变形引起的齿轮副啮入、啮出冲击,将成为齿轮运转过程中产生冲击、振动和噪声的主要原因之一。因此,为减小轮齿在单双齿对交替啮合过程中的冲击激励,就必须切去轮齿上由弹性变形引起的干涉部分,即进行齿廓修形。

修形技术的三大要素分别为:最大修形量、修形长度和修形曲线。其中后两要素确定的依据已基本达成一致,因此确定最大修形量成为修形设计的关键。而最大修形量主要取决于轮齿的综合弹性变形。

因此,根据斜齿轮副接触有限元的分析结果,提取啮合齿面接触线上沿啮合线方向的变形量,即可分别得到主从动轮轮齿的受载弹性变形。该变形同时包括了轮齿的弯曲变形和接触变形。对同一啮合位置主从动轮轮体弹性变形进行叠加,即可得到单双齿啮合交替点处的轮齿的综合弹性变形,分别如图5和图6所示。

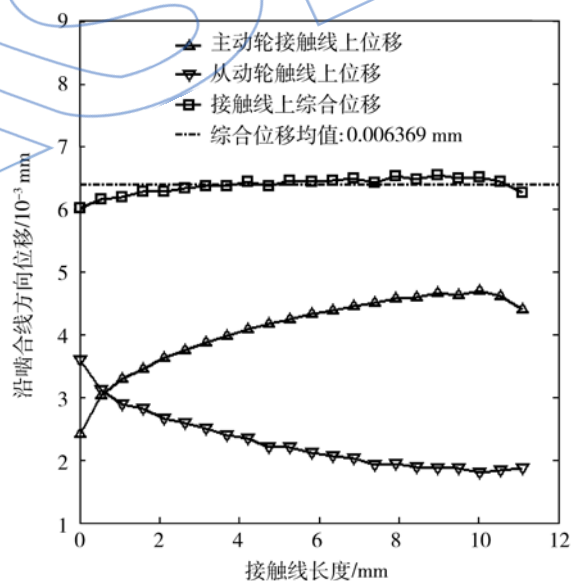


图5 高点处轮齿位移

Fig. 5 Displacement of gear pair on high point

从图5和图6中可看出,在两单双齿啮合交替点处接触线上的综合弹性变形曲线比较平坦,即这两处的综合弹性变形可视为常值。取各接触线上位移的均值作为该点综合弹性变形值,可得到两交替点处的综合弹性变形量分别为0.006369 mm和0.004244 mm。根据齿廓修形原理,即可确定对应齿顶和齿根处的最大修形量分

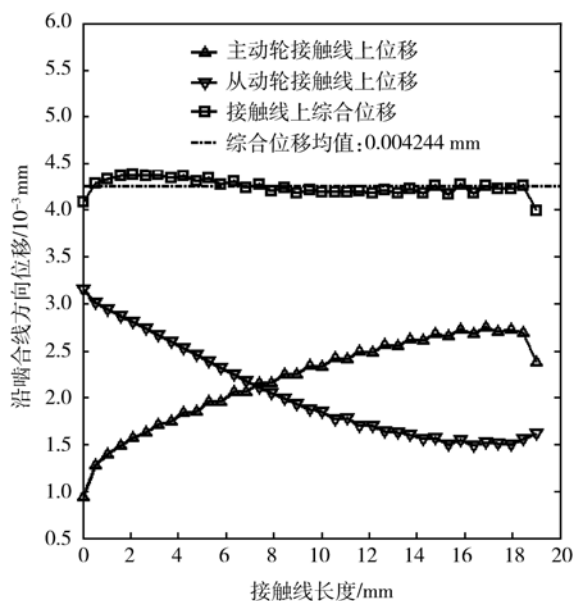


图6 低点处轮齿位移

Fig. 6 Displacement of gear pair on low point

别为 0.007 mm 和 0.005 mm.

本文采用的是抛物线短修形形式的修形曲线,即在齿顶和齿根处修形曲线方程分别为

$$\Delta_{\text{top}} = 0.007 \left[\frac{x}{1.071} \right]^2 \quad (2)$$

$$\Delta_{\text{root}} = 0.005 \left[\frac{x}{0.723} \right]^2 \quad (3)$$

式中 x 为啮合位置的相对坐标,即沿端面齿廓测量,原点在单双齿对啮合交替点处,从啮合起(止)点至交替点之间的任一位置.所得齿廓修形设计曲线如图 7 所示.

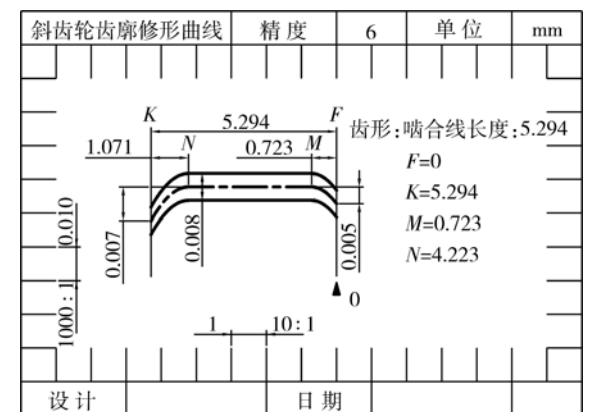


图7 齿廓修形设计曲线

Fig. 7 Design curve of tooth profile modification

为尽量减少齿轮加工和安装带来的误差,将修形及未修形齿廓设计在同一轮齿的两侧.即修

形小齿轮的左侧齿廓为修形齿廓,右侧为未修形齿廓.实际修形齿廓的检测曲线如图 8 所示.

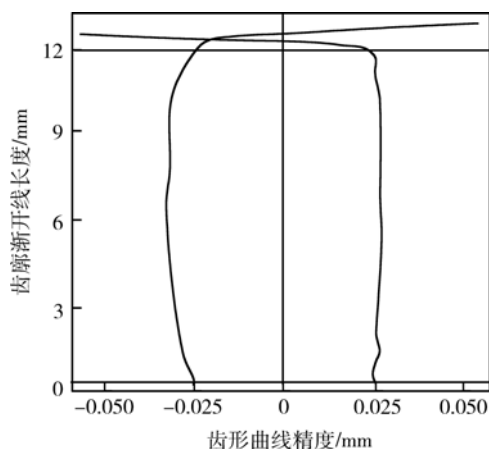


图8 实际修形齿廓检测曲线

Fig. 8 Detection curve of modified tooth profile

图 8 中左侧曲线为实际修形齿廓曲线,右侧为实际未修形齿廓.由实际修形齿廓曲线可知,实际加工齿廓与设计齿廓吻合得很好,实际修形量及精度等级也都完全符合设计要求.

4 修形斜齿轮的实验

为深入研究文中修形设计方法的实际减振效果及特点,采取台架对比实验进行研究.基本实验原理如图 9 所示,图中编号 1~6 为加速度传感器编号,其中 2 和 5 号为垂直于轴承端盖方向,即水平方向放置,其余传感器均为竖直方向放置.根据本文的修形设计方案,通过齿轮副的正反转即可实现修形减振效果的对比实验.实验台实物图如图 10 所示.

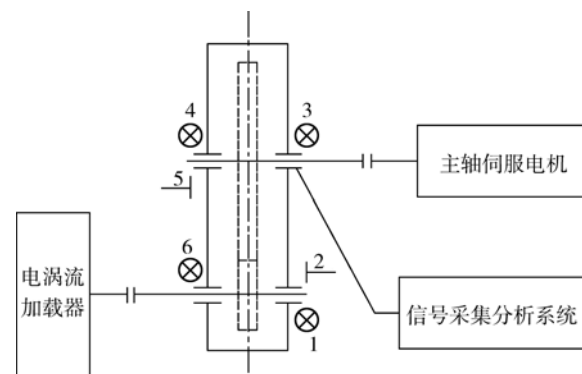


图9 实验原理示意图

Fig. 9 Sketch of experimental system

虽然每一种修形方案都是根据特定的工况载荷设计的,但为了在一个较宽的工况载荷范围考核本文齿廓修形的实际减振效果及特点,实验转

速分为 500, 1100, 1500 r/min 三个档位;加载扭矩分为 8 种情况:5, 10, 15, 20, 26, 28, 30 N·m.

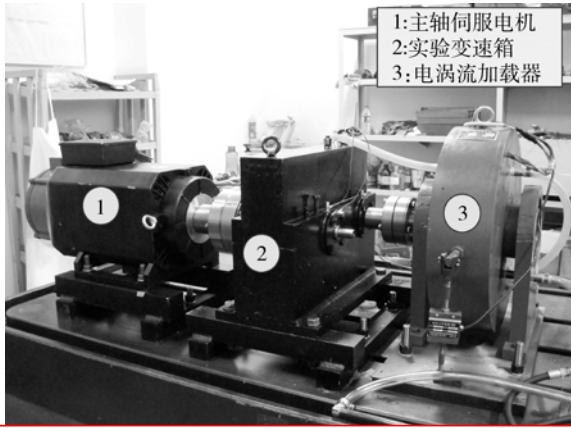


图 10 实验台实物图

Fig. 10 Actual experimental system

为直观对比修形前后的减振效果,图 11 为 1500 r/min 转速,扭矩 20 N·m 工况下测点 1 修形前后的频谱对比.从图中可见,修形前后在啮合频率 2525 Hz 处振动减低非常明显,修形前后振动幅值之比达到 3.66,减振效果显著.

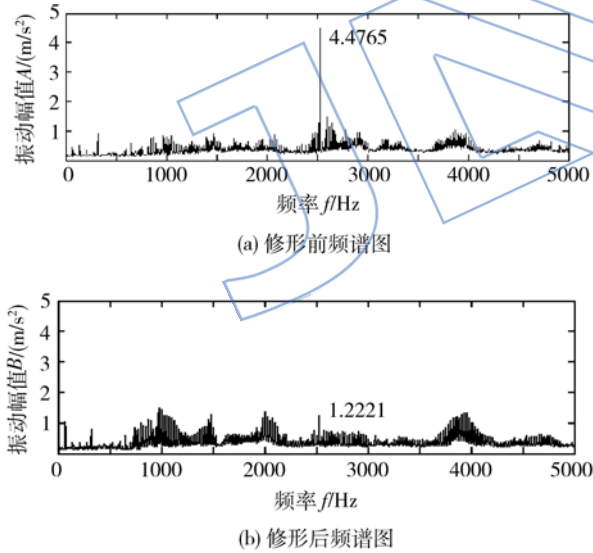


图 11 修形前后频谱对比

Fig. 11 Spectrum comparison before and after modification

为深入研究修形设计方案的实际减振效果及特点,分别采用啮合频率振级指标和 1/3 倍频程结构噪声指标评价修形方案的实际减振效果.首先,利用振级定义的啮合频率振级指标计算式为

$$L = L_{v1} - L_{v2} = 20 \lg \frac{A}{A_0} - 20 \lg \frac{B}{A_0} = 20 \lg \frac{A}{B} \quad (4)$$

式中 L 为啮合频率振级指标减振量(dB); L_{v1} 和 L_{v2} 分别为修形前后某测点振级(dB); A 和 B 分别为修形前后同一测点啮合频率处加速度幅值(m/s^2); $A_0 = 10^{-6} \text{ m/s}^2$ 为基准值.

因此,在相同工况下提取修形前后同一测点啮合频率处的振动加速度幅值 A 和 B ,即可得到不同转速载荷条件下齿廓修形方案按啮合频率振级指标的减振效果曲线,如图 12 所示.

由图 12 可知:对应三种转速下齿廓修形都具有很好的减振效果,按啮合频率振级指标最高分别减振 8.75, 9.71, 11.28 dB;各转速下减振效果先随载荷的增加逐渐增大,在某一载荷时减振指标取得最大值,然后随着载荷的继续增加,减振效果逐渐减小;不同转速对应的最佳减振载荷大小不同.

此外,还利用工程中常用的 1/3 倍频程结构

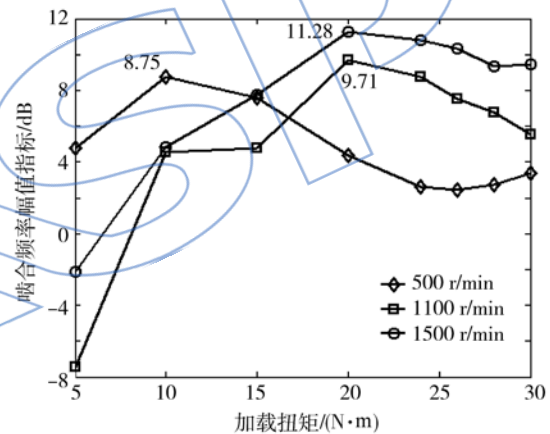


图 12 啮合频率幅值指标减振曲线

Fig. 12 Vibration reduction at mesh frequency

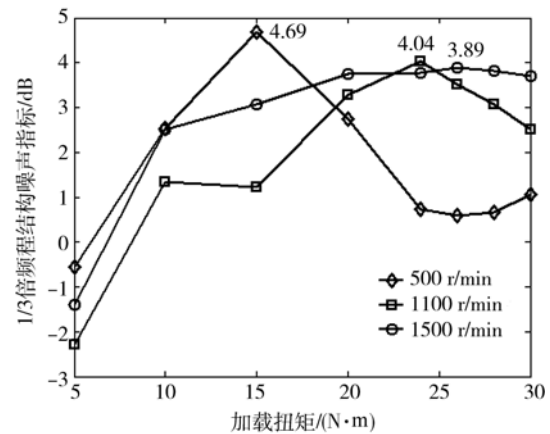


图 13 1/3 倍频程结构噪声指标减振曲线

Fig. 13 Vibration reduction at one-third octave band

噪声(dB)来评价减振效果。其基本原理为:首先,拾取齿轮箱体表面关键点的振动加速度信号;然后,利用快速傅里叶变换(fast Fourier transform,简称FFT)得到振动加速度的频谱曲线;最后,进行1/3倍频程处理,即可计算得到各个测点的加速度级1/3倍频程结构噪声值,并将修形前后同一测点啮合频率所在频段的1/3倍频程结构噪声值相减,即可得到利用1/3倍频程结构噪声指标考核的实际减振曲线,如图13所示。

同样由图13可以看出:对应三种转速下齿廓修形方案按1/3倍频程结构噪声指标最高分别减振4.69,4.04,3.89dB;各转速下减振效果的变化趋势与图12相似,只是减振分贝数有所降低。主要是由于1/3倍频程结构噪声指标是综合评价某一频段内的振动大小,受其他噪声信号的干扰较大。即使如此,齿廓修形设计方案仍然具有很好的减振效果。

综合分析图12和图13可以得到以下几点结论:第一,无论采用哪种考核指标,齿廓修形设计方案都具有显著的减振效果;第二,减振效果随着载荷的增加先逐渐增大,达到峰值后随着载荷的继续增加而逐渐减小;第三,不同转速条件下所对应的最佳减振载荷大小不同,低速时对应的最佳减振载荷较小,高速时最佳减振载荷较大;第四,在设计转速下的最佳减振载荷为20~25 N·m,与设计载荷很接近,说明本文确定的修形方案是正确合理的。

5 结 论

本文系统研究了利用接触有限元分析的斜齿轮精确齿廓修形设计及其实际减振效果和特点,旨在提出一种斜齿轮齿廓修形的精确设计方案,并为斜齿轮的齿廓修形设计及应用提供参考。通过研究得到以下几点结论:

1) 利用有限元接触分析,直接提取接触线上沿啮合线方向的综合弹性变形作为斜齿轮齿廓修形设计的依据,提出了一种斜齿轮齿廓修形的精确设计方案,很好地解决了斜齿轮齿廓修形设计的关键点和难点。

2) 实验结果发现,各种转速条件下斜齿轮齿廓修形的实际减振效果先随载荷的增加逐渐增大,当达到一定峰值后,减振效果将随着载荷的继续增加而逐渐减小;而且,对于同一修形设计方案,在不同转速条件下的最佳减振载荷是不同的。

3) 实验研究表明,本文提出的斜齿轮精确齿

廓修形设计方案在各转速下都具有很好的减振效果,两种考核指标下最大分别减振11.28 dB和4.69 dB;而且,在设计转速下的最佳减振载荷与设计载荷很接近,说明所采用的精确齿廓修形设计方案是正确有效的。

参考文献:

- [1] 仙波正庄. 高强度齿轮设计[M]. 任宏达,译. 北京:机械工业出版社,1981.
- [2] Simon V. Optimal tooth modification for spur and helical gears[J]. Trans. ASME, J. Mech. Transm. Autom. Design, 1989, 111(4): 611-615.
- [3] Litvin F L, Fuentes A. Gear geometry and applied theory [M]. 2nd ed. New York: Cambridge University Press, 2004.
- [4] 李润方, 王建军. 齿轮系统动力学—振动、冲击、噪声[M]. 北京: 科学出版社, 1997.
- [5] 李润方. 齿轮传动的刚度分析和修形方法[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1998.
- [6] Pramono A S. Experimental study of the influence of tooth profile modifications on spur gear dynamic strain and vibration[J]. Key Engineering Materials, 2006, 306(1): 78-84.
- [7] Li Z, Mao K. The tooth profile modification in gear manufacture[J]. Applied Mechanics and Materials, 2008, 10(12): 317-321.
- [8] 唐增宝, 陈久荣. 齿轮动态性能最佳的齿廓修形曲线和参数[J]. 华中理工大学学报, 1995, 23(11): 52-55.
TANG Zengbao, CHEN Jiurong. The profile modifying curve and parameters for giving optimum dynamic performance of gear transmission[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology, 1995, 23(11): 52-55. (in Chinese)
- [9] 刘更, 蒯天存, 沈允文. 斜齿轮齿根动应力数值计算与实验研究[J]. 航空动力学报, 1994, 9(1): 59-62.
LIU Geng, LIAN Tiancun, SHEN Yunwen. Dynamic numerical and experimental study of root stress of helical gears [J]. Journal of Aerospace Power, 1994, 9(1): 59-62. (in Chinese)
- [10] 王建军, 张永忠, 魏任之. 齿轮轮齿弹性变形的计算方法评述[J]. 机械科学与技术, 1996, 15(6): 863-870.
WANG Jianjun, ZHANG Yongzhong, WEI Renzhi. The methods of determining the elastic deformation of gear teeth reviews [J]. Mechanical Science and Technology, 1996, 15(6): 863-870. (in Chinese)
- [11] 方宗德. 修形斜齿轮的轮齿接触分析[J]. 航空动力学报, 1997, 12(3): 247-250.
FANG Zongde. Tooth contact analysis of modified helical gears[J]. Journal of Aerospace Power, 1997, 12(3): 247-250. (in Chinese)
- [12] 王钦. 基于接触分析的齿轮建模和齿廓修形研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2008.
WANG Qin. Study on modeling and profile modification of

- helical gear based on contact analysis[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2008. (in Chinese)
- [13] 方宗德, 张永才, 蒯天存. 斜齿轮的齿廓修形的实验研究[J]. 机械传动, 1992, 16(4): 27-30.
FANG Zongde, ZHANG Yongcai, LIN Tiancun. Experimental study on tooth profile modification of helical gears[J]. Journal of Mechanical Transmission, 1992, 16(4): 27-30. (in Chinese)
- [14] 霍肇波, 许德林, 徐振忠. 斜齿轮降噪修形实验研究[J]. 热能动力工程, 1996, 11(增): 9-11.
HUO Zhaobo, XU Delin, XU Zhenzhong. Experimental study of helical gear modification for noise reduction[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 1996, 11(Suppl.): 9-11. (in Chinese)
- [15] 孙桓, 陈作模. 机械原理[M]. 6版. 北京: 高等教育出版社, 2003.
- [16] 朱孝录, 鄂中凯. 齿轮承载能力分析[M]. 北京: 高等教育出版社, 1992.