

◇ 研究报告 ◇

渐开线斜齿轮短齿廓修形降噪分析*

华希俊^{1†} 杜航¹ 解玄² 黄伟平³ 田之翔¹ 尹必峰² 刘建芳¹

(1 江苏大学机械工程学院 镇江 212013)

(2 江苏大学汽车与交通工程学院 镇江 212013)

(3 无锡市神力齿轮冷挤有限公司 无锡 214196)

摘要: 为了降低特定工况下减速箱的噪声特性,找到相对最佳的渐开线斜齿轮修形方式,该文基于专业的齿轮修形软件 Kisssoft 和多学科一体化软件 LMS Virtual Lab,根据短齿廓修形可以改变渐开线斜齿轮的端面、轴向重合度的原理,比较了未修形和经过不同短齿廓修形方式达到特定重合度后的渐开线斜齿轮减速箱声功率级的大小。分析了经过短齿廓修形后的减速箱声功率级在转速 500~2000 r/min 之间显著下降的原因,并对经过短齿廓修形后的减速箱声功率级在 2500 r/min 和 3000 r/min 时并未明显下降的原因做了解释。最后根据减速箱声功率级在转速 500~2000 r/min 之间的平均降幅,认为通过齿形鼓形修形使得渐开线斜齿轮的端面、轴向重合度分别为 1.516、0.864 时,减速箱声功率级降幅最大,降噪效果最好。

关键词: 有限元分析;渐开线斜齿轮;短齿廓修形;端面、轴向重合度;声功率级

中图分类号: TH132.413 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-310X(2020)03-0430-08

DOI: 10.11684/j.issn.1000-310X.2020.03.016

Analysis of noise reduction for short tooth profile modification of involute helical gear

HUA Xijun¹ DU Hang¹ XIE Xuan² HUANG Weiping³ TIAN Zhixiang¹
YIN Bifeng² LIU Jianfang¹

(1 School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

(2 School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

(3 Wuxi Superhuman Gear Cold Extrusion Co., Ltd., Wuxi 214196, China)

Abstract: In order to reduce the noise characteristics of the gearbox under certain working conditions, a relatively optimal involute helical gear modification method was found. Based on the professional gear modification software Kisssoft and multi-disciplinary integration software LMS Virtual Lab, according to the principle that short gear profile modification can change the transverse contact ratio and overlap contact ratio of involute helical gears, the magnitude of the sound power level of involute helical gears reducer without modification and after different short gear profile modification methods to achieve a specific coincidence degree are compared in this paper. The reason why the sound power level of the gearbox after short profile modification has decreased significantly from 500 r/min to 2000 r/min is analyzed. And the reason why the sound power level of the gearbox after short profile modification has not decreased significantly at 2500 r/min and 3000 r/min is also

2019-07-23 收稿; 2020-02-24 定稿

*无锡市产业前瞻性与共性关键技术研发项目(WX18II AG405), 镇江市重大科技专项(ZD2018001), 镇江市高技术研究重点实验室项目(SS2018007), 2017 泰州市高层次创新创业科技支撑项目(110), 国家自然科学基金项目(51975252)

作者简介: 华希俊(1966-), 男, 江苏扬州人, 教授, 博士生导师, 研究方向: 摩擦学、表面工程、激光技术应用及制造装备研发、齿轮降噪耐磨。

†通信作者 E-mail: xjhua@ujs.edu.cn

explained. Finally, according to the average reduction of the sound power level of the reducer between 500 r/min and 2000 r/min, it is considered that the maximum reduction of the sound power level of the reducer is achieved when the transverse contact ratio and overlap contact ratio of the involute helical gears are 1.516 and 0.864 respectively through the tooth drum modification.

Keywords: Finite element analysis; Involute helical gear; Short profile modification; Transverse contact ratio and overlap contact ratio; Sound power level

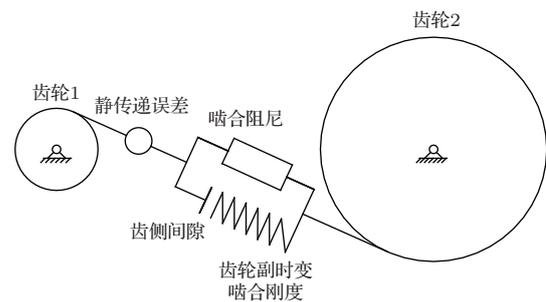
0 引言

渐开线斜齿轮作为减速箱不可或缺的部分,其噪声特性影响整车性能^[1]。齿轮修形技术是减少振动和噪声的重要方法,近年来受到许多专家学者的重视^[2]。陈磊^[3]对修形前后的直齿圆柱齿轮进行了时域和频域分析,结果表明,齿轮啮合噪声的频率和声调随着转速的提高而逐步升高,并且修形后的齿轮啮合噪声显著降低。邓小禾^[4]、宋娇^[5]认为修形后的齿轮啮合性能与未修形的齿轮相比,接触应力以及传动误差更加平稳。孙建国^[6]利用冷态和热态计算结果对渐开线齿轮副进行修形,改善了它在啮入和啮出时的应力集中。孔贤等^[7]利用齿廓修形技术提高了高速齿轮的传动平稳性。Divandari等^[8]建立了齿轮振动的六自由度非线性动力学模型,研究了齿面局部缺陷和齿廓修形对齿轮整体动力学的影响,认为齿廓修形能够有效地降低存在齿面局部缺陷的齿轮振动。Wagaj等^[9]利用斜齿轮副的非线性有限元接触力学模型,研究齿面修正对斜齿轮副耐久性的影响,结果表明,修形能够显著减少弯曲和接触应力。Yoon等^[10]研究了齿廓修形对斜齿轮传动误差的影响,提出了一种基于齿形偏差的齿形修形方法,结果表明,在标准载荷扭矩(450 nm)和较高载荷条件下,该方法对减小传动误差和降低轮齿弯曲应力具有较好的均载效果。Yang等^[11]分析了时变啮合刚度与齿轮副动态响应之间的关系,认为齿轮在啮合过程中可能存在一个能够引起较大动力荷载的频率敏感区域。

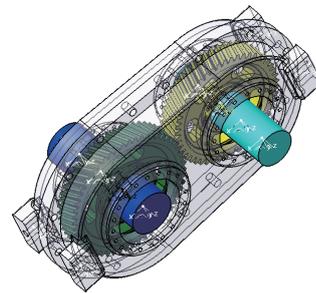
目前,国内外学者的研究主要集中在齿轮修形能够改善渐开线斜齿轮动力学特性(如降低传动误差、减少啮入和啮出时的应力集中、降低弯曲应力和接触应力等),从而间接说明齿轮修形能够降低其振动噪声^[2-11]。然而,对于齿廓修形能够改变渐开线斜齿轮的端面、轴向重合度,进而比较不同齿廓修形方式对其噪声特性影响规律的研究则相对不足。因此,本文通过数值模拟研究齿轮减速箱渐开线斜齿轮的噪声特性,进而提升整车性能。

1 减速箱振动噪声机理

减速箱齿轮系统中,振动噪声主要分为齿轮啸叫噪声和齿轮敲击噪声两种。以一级渐开线斜齿轮减速箱为例,如图1所示^[12-13]。通过添加衬套力、约束等模拟轴承及轴承座的作用。由齿轮振动及噪声机理,两个渐开线斜齿轮的轮齿看作弹簧,轮体作为质量块,整体视为弹簧-质量块振动系统,齿轮传动过程中由于间隙的存在会引起节线冲击力和啮合冲击力,从而使得齿轮振动,又通过轴、轴承、轴承座传递给壳体,引起壳壁振动,最终辐射到空气中形成噪声。



(a) 渐开线斜齿轮对非线性耦合模型



(b) 减速箱齿轮系统

图1 减速器啸叫噪声

Fig. 1 Squealing noise of gear reducer

由图2所示,齿轮在啮合过程中由于齿侧间隙的存在,轮齿间不可避免地会产生接触、脱离、再接触的重复冲击现象,由此产生的剧烈振动而引起的噪声称为敲击噪声。

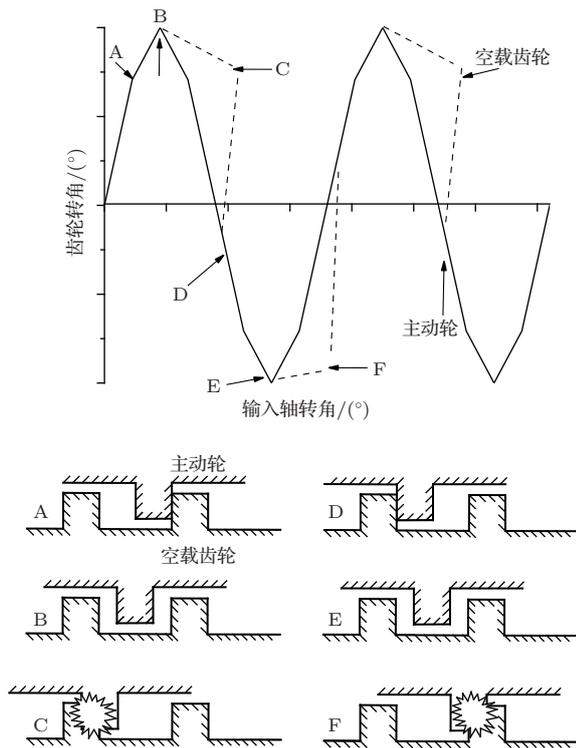


图2 减速器敲击噪声原理图

Fig. 2 Schematic diagram of knocking noise of reducer

2 渐开线斜齿轮减速箱建模仿真与分析

2.1 仿真软件简介及建模仿真

本文以渐开线斜齿轮减速箱为研究对象,未修形渐开线斜齿轮副参数如表1所示。

表1 未修形渐开线斜齿轮副的主要参数

Table 1 Main parameters of an unmodified involute helical gear pair

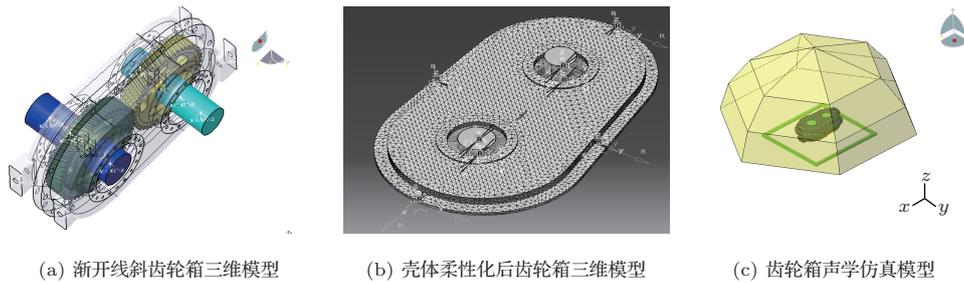
	主动轮	被动轮
模数/mm	5	5
齿宽/mm	35	35
齿数	49	55
变位系数	0.038	-0.0529
压力角/(°)	20	20
螺旋角/(°)	20	20
端面重合度	1.905	1.905
轴向重合度	0.812	0.812
齿侧间隙/mm	0.05	0.05

为了提高结果的准确性,需要对前文所建立的渐开线斜齿轮减速箱刚柔耦合模型施加特定的载

荷以模拟其实际运行时的工况。但是无论如何设置仿真试验条件,所提出的一组齿轮修形量也只能针对该工况下,不可能做到对所有工况都有理想的优化效果^[14]。因此,需要对仿真流程及工况条件进行说明。

以该渐开线斜齿轮减速箱为例,先用CATIA软件建立三维模型,如图3(a)所示。从图3(a)可以看到渐开线斜齿轮减速箱由2个渐开线斜齿轮、1根输入轴、1根输出轴、1个壳体组成。为了得到噪声CAE分析数据,需要在LMS Virtual Lab Motion中先进行动力学分析。为了更好地反映壳体的振动,需要将壳体柔性化,分别通过对轴与渐开线斜齿轮之间添加旋转副、壳体与大地固连、添加衬套力等来模拟轴承和轴承座的作用。接着定义齿轮接触力,通过RSDA力对输出轴施加2940.054 N·m的负载,设置驱动使输入轴以600 r/min的转速旋转,插入Speed Sweep Element扫描得到转速分别为500 r/min、1000 r/min、1500 r/min、2000 r/min、2500 r/min、3000 r/min的动力学仿真数据,仿真时间设置为2 s。壳体柔性化后动力学仿真模型如图3(b)所示。最后将经过Nastran Craig-Bampton处理过的壳体模态模型导入到LMS Virtual Lab Acoustics中,生成声学网格,插入ISO Power Field Point Mesh(19个测点)场点网格,设置地板边界条件,将结构模态映射到边界元网格,求解声传递向量(Acoustic transfer vector, ATV)模态结构响应,通过之前在LMS Virtual Lab Motion执行的数字信号处理(Digital signal processing, DSP)案例,进行声学模拟(频率范围为0~3800 Hz)。声学仿真模型如图3(c)所示。

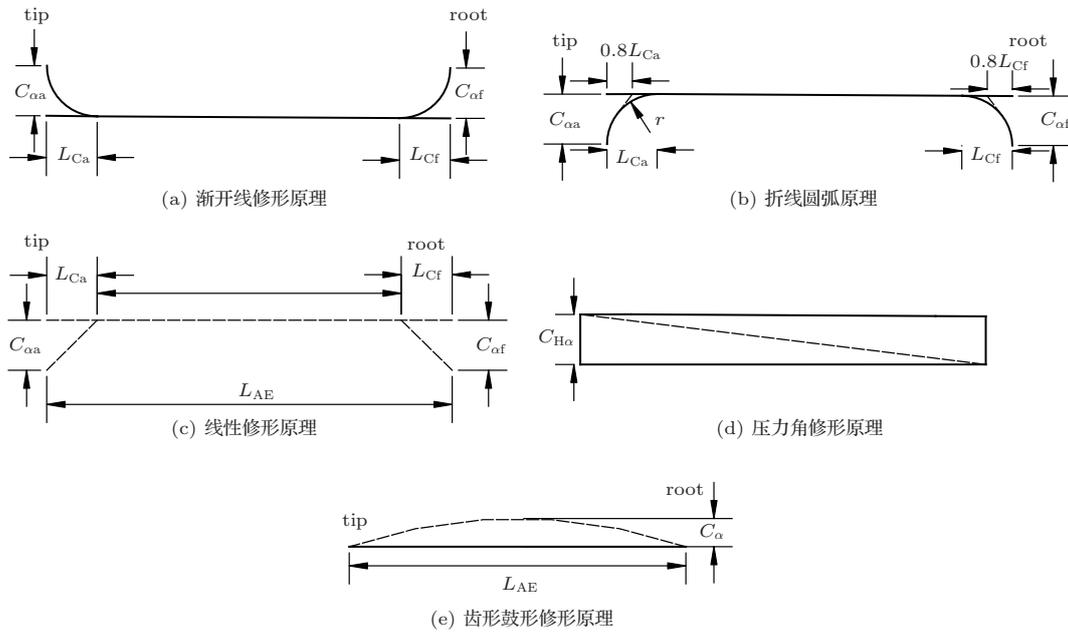
贾超等^[15]认为齿廓修形曲线是一高阶抛物线,可以通过齿轮的重合度来反映齿廓修形曲线的基本形状。宋娇^[5]提出汽车变速箱齿轮载荷变化比较大,建议使用短修形。因此,本文通过专业的齿轮修形Kisssoft软件,基于高承载工况进行各种齿廓短修形,选取其中降噪效果相对较好的,所涉及修形方式原理图如图4所示,修形后的渐开线斜齿轮的端面、轴向重合度如表2所示。重复前文所述步骤,将模拟出的声功率级数据与未修形的进行对比分析。



(a) 渐开线斜齿轮箱三维模型 (b) 壳体柔性化后齿轮箱三维模型 (c) 齿轮箱声学仿真模型

图3 渐开线斜齿轮减速箱三维图

Fig. 3 Three dimensional drawing of involute helical gearbox



L_{Ca} , 最终齿顶长度; L_{Cf} , 最终齿根长度; C_{0a} , 齿顶修缘长度; C_{0f} , 齿根修缘长度; r , 弧度; L_{AE} , 最终齿高; C_{Ha} , 压力角修形下齿顶修缘长度; C_{α} , 齿形鼓形修形下齿顶齿根修缘长度

图4 所涉修形方式原理图

Fig. 4 Schematic diagram of the modification mode involved

表2 各种齿廓修形方式最佳端、轴重合度

Table 2 Optimal end and shaft coincidence of various tooth profile modification methods

齿廓修形方式	端面重合度	轴向重合度
未修形	1.905	0.812
短齿顶修形(渐开线)	1.716	0.833
短齿根修形(渐开线)	1.884	0.812
短齿顶齿根修形(渐开线)	1.800	0.812
短齿顶齿根修形(线性)	1.779	0.812
短齿顶齿根修形(折线圆弧)	1.779	0.812
压力角修形	1.884	0.833
齿形鼓形修形	1.516	0.864

2.2 仿真结果及分析

由于本文是通过齿轮修形达到所需重合度,基于重合度的改变来进行不同齿廓修形方式的噪声CAE仿真。因此,短齿顶齿根修形(线性)与短齿顶齿根修形(折线圆弧)的噪声仿真数据相同。

图5为不同转速下降噪效果较佳的经过短齿顶修形(渐开线)、短齿根修形(渐开线)、短齿顶齿根修形(渐开线)的减速箱声功率级频率响应曲线。可以看出,通过斜齿轮修形获得指定重合度后对渐开线斜齿轮减速箱的噪声幅值影响很大,并且声功率级曲线峰值与被动轮啮合频率(458.3 Hz、916.7 Hz、1375 Hz、1833.3 Hz、2291.7 Hz、2750 Hz)基本吻合。当转速为500 r/min、频率在1000 Hz以上时,与未

修形的渐开线斜齿轮减速箱的噪声幅值相比,经过短齿顶修形(渐开线)、短齿顶齿根修形(渐开线)后噪声幅值下降明显,其中经过短齿根修形(渐开线)的渐开线斜齿轮减速箱的噪声幅值在整个频段范围内都有一定程度的下降,尤其在频率为1556 Hz时,噪声降低了3.8 dB。当转速为1000 r/min时,3种短齿廓修形在频率500~2500 Hz范围内降噪明显,平均降幅分别达到了2.4 dB、0.9 dB、0.3 dB,但是在2500~4000 Hz频率范围内,除了短齿根修形(渐开线)、短齿顶齿根修形(渐开线)在极窄频带

(2980~3480 Hz)有一定降噪效果,经过短齿顶修形(渐开线)的渐开线斜齿轮减速箱的噪声幅值反而增高。当转速在1500 r/min时,3种修形方式几乎做到了全频段降噪,且平均降幅在0.9~1.8 dB之间。当转速为2000 r/min时,在0~1500 Hz、2000~3500 Hz频率范围内3种修形方式对降低减速箱噪声幅值有一定效果。一般说来,齿廓修形后的齿轮噪声幅值会降低。然而当转速为2500 r/min或3000 r/min时,3种修形方式的降噪效果不明显,甚至噪声幅值有所增大。

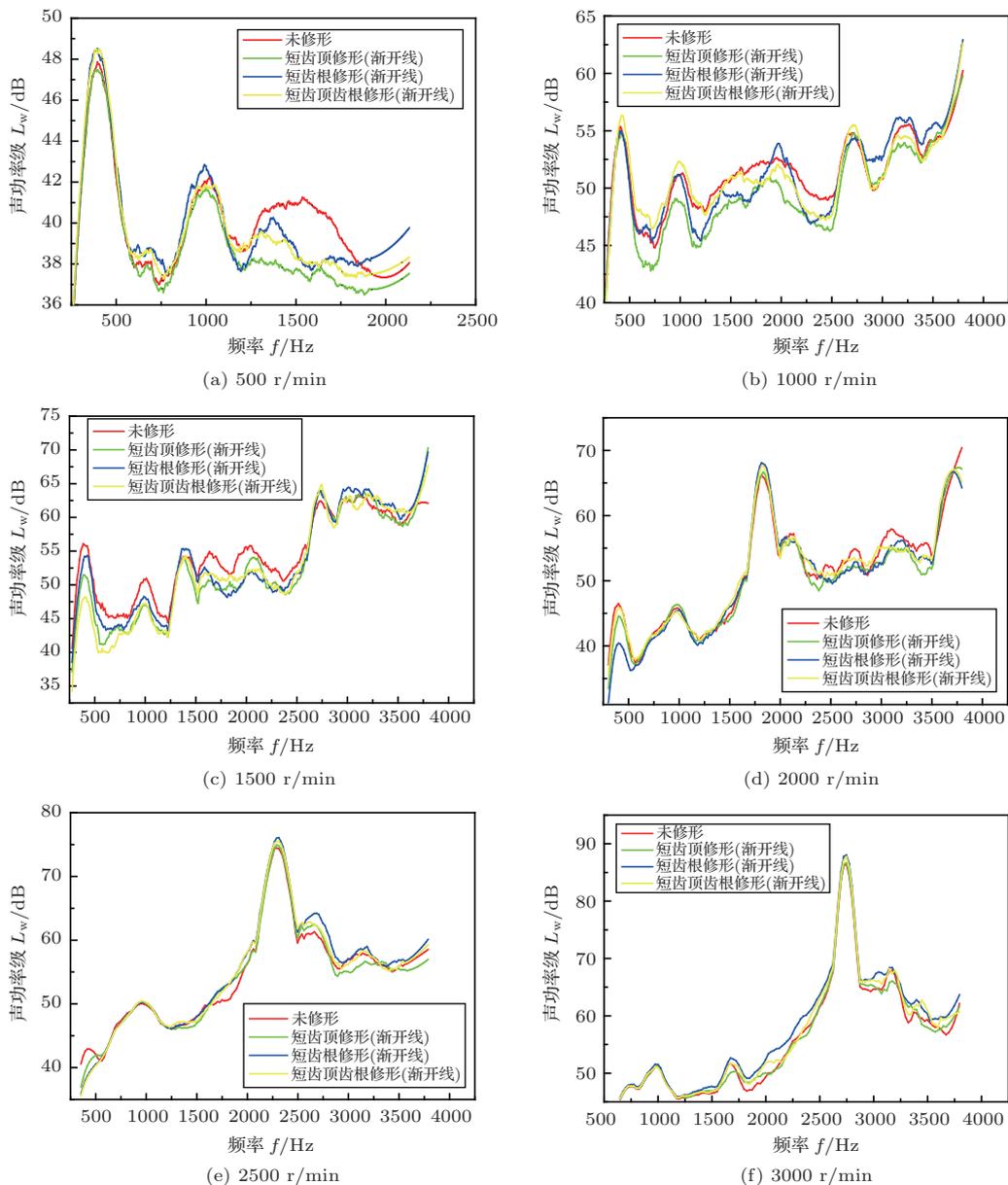


图5 不同转速下经过短齿顶修形(渐开线)、短齿根修形(渐开线)、短齿顶齿根修形(渐开线)的减速箱声功率级频率响应曲线

Fig. 5 Sound power level frequency response curves of gearboxes with short tooth top modification (involute), short tooth root modification (involute), and short tooth top modification (involute) at different speeds

综上所述,转速在 500~2000 r/min 范围内,通过上述 3 种短齿廓修形方式改变渐开线斜齿轮重合度进而降低减速箱的辐射噪声的效果明显。此外,从仿真数据来看,并不是齿顶齿根同时修形效果最佳,反而采用短齿顶修形(渐开线)使得渐开线斜齿轮的端面、轴向重合度分别为 1.716、0.833 时,减速箱的声功率级相对最低。

对比图 6 所示的不同转速下 3 种齿廓修形方式频域图,可以发现不同转速下声功率级曲线峰值与被动轮啮合频率 (458.3 Hz、916.7 Hz、1375 Hz、1833.3 Hz) 基本吻合,再分段对比一级渐开线斜齿轮减速箱的噪声幅值。在转速分别为 500 r/min、1000 r/min、2000 r/min 时,压力角修形和齿形鼓形修形降噪效果相对比较好,几乎做到了全频域降噪,

最大降幅分别高达 5.0 dB、5.8 dB、4.8 dB。同时,短齿顶齿根修形(线性、折线圆弧)也在一定宽频带范围内,使得减速箱噪声幅值明显降低。在转速为 1500 r/min 时,短齿顶齿根修形(线性、折线圆弧)、齿形鼓形修形、压力角修形均做到了全频域降噪,其中短齿顶齿根修形(线性、折线圆弧)降噪效果最佳,频域内最大降幅和平均降幅分别达到了 7.2 dB 和 4.1 dB。因此从平均降幅来看,根据声能量降低一半噪声降低 3 dB 的原理,在 1500 r/min 转速下采用短齿顶齿根修形(线性、折线圆弧)使得渐开线齿轮端面、轴向重合度分别为 1.779、0.812 时,可以使得声能量降低一半以上。综上所述,在 500~2000 r/min 时,经过齿廓修形后的渐开线斜齿轮减速箱声功率级下降明显,其中齿形鼓形修形降噪效果最佳。

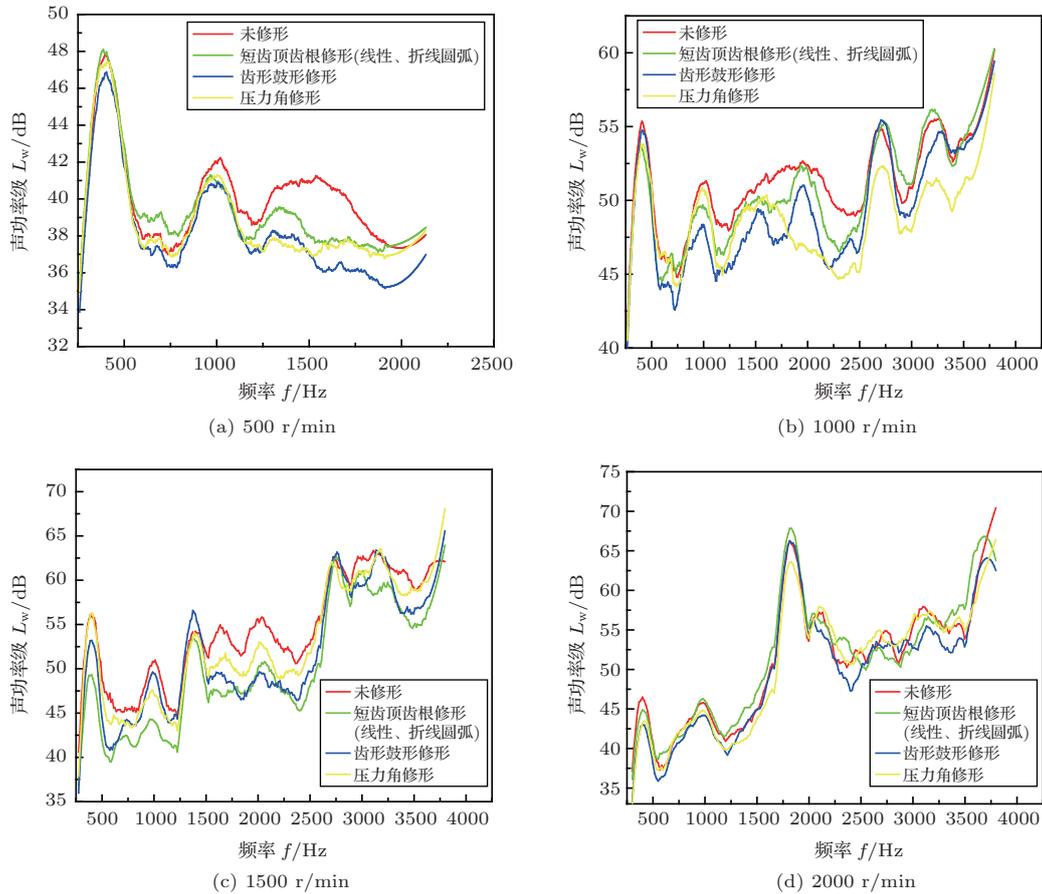


图 6 不同转速下经过短齿顶齿根修形(线性、折线圆弧)、齿形鼓形修形、压力角修形的减速箱声功率级频率响应曲线

Fig. 6 Sound power level frequency response curves of gearboxes with short tooth top root shape modification (linear, arc-like), tooth profile drum shape modification, and pressure angle modification at different speeds

为了更好地反映出6种短齿廓修形的降噪效果,各齿廓修形方式在500~2000 r/min之间的全频段平均降噪幅值如图7所示。可以看出,渐开线斜齿轮经过修形后的减速箱声功率级平均降幅很大,在0.4~1.9 dB之间。其中,降噪效果最佳的齿形鼓形修形平均降噪幅值高达1.9 dB,即使是相对降噪较差的短齿顶修形(渐开线)平均降噪幅值也高达0.4 dB。因此,通过短齿廓修形获得特定的渐开线斜齿轮端面、轴向重合度,对降低减速箱辐射噪声作用很大。

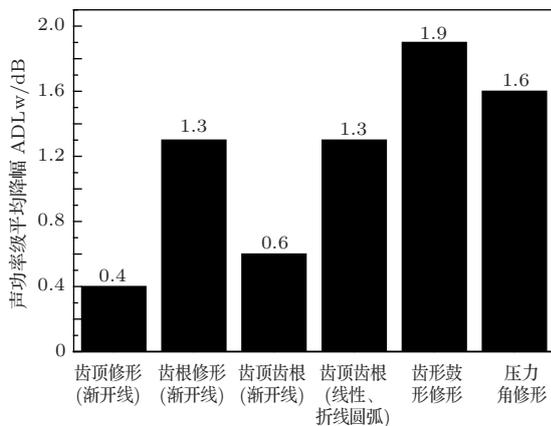


图7 各齿廓修形方式在500~2000 r/min之间的全频段平均降噪幅值

Fig. 7 Average noise reduction amplitude in the whole frequency domain between 500~2000 r/min for each tooth profile modification mode

通常在渐开线斜齿轮传动过程中,由于轮齿受到载荷会产生不同程度的弹性变形,从而在齿轮轮齿啮入和啮出的瞬间会有沿着啮合线方向的啮合冲击力产生,引起扭转振动及噪声。而齿廓修形是基于修正轮齿齿廓,降低由于齿轮内部激励造成的载荷波动和弹性变形所引起的啮入啮出冲击载荷,最终降低渐开线斜齿轮传动过程中的振动噪声。因此,从图5、图6、图7来看,各齿廓修形方式在500~2000 r/min之间有一定的降噪效果。究其原因,短齿顶齿根修形(线性、折线圆弧)能去除理论渐开线顶部和根部干涉的部分,使得渐开线斜齿轮传动过程中单双齿负载平稳过渡;渐开线修形能够使得齿轮轮齿过渡更顺畅;齿形鼓形修形是改变整个渐开线,使得斜齿轮相互啮合的轮齿在最大啮合歪斜度的条件下不发生端点接触,同时尽可能地减少单位齿宽上的载荷,这样一来轮齿的弹性变形及啮合冲击力就会减小;压力角过大,会增加齿面法向

力使得节线冲击力和啮合冲击力增大,而压力角修形可以通过定义压力角使齿面压力角线性改变,从而修正齿轮的扭转变形降低齿轮的噪声。

再由图7可以发现,齿形鼓形降噪效果最佳,平均声功率级降低了1.9 dB,而渐开线修形(齿顶)降噪效果相对较差,平均声功率级仅降低了0.4 dB。这是因为短齿廓修形会改变斜齿轮端面、轴向重合度的大小。而在一定范围内,重合度增大,单位时间内啮合的轮齿数目会增大,每个轮齿受到的载荷就会减小,使得轮齿的变形和啮合冲击力减小,从而齿轮传动过程中的振动和噪声就会降低。从表2来看,齿形鼓形的轴向重合度虽然大于渐开线(齿顶),但是端面重合度和总的重合度却小于渐开线(齿顶)。而且在这些降噪效果相对较好的修形方式中,齿形鼓形修形的轴向重合度最大、降噪效果也最好。因此可以认为在渐开线斜齿轮传动过程中,轴向重合度的大小可能是影响其振动噪声的一个重要因素,并且适当增大轴向重合度能使斜齿轮振动噪声降低。另一方面,由于齿形鼓形修形相较于渐开线修形(齿顶)等方式,其特殊的左右两端对称分布形状,可以在一定程度上补偿齿轮制造误差和减小啮合错位量的影响,避免由啮合误差、齿轮轴弯曲、扭转变形引起的载荷集中,同时也可以降低啮合过程中产生的啮入啮出冲击,提高齿轮传动平稳性及齿面载荷能力。

然而,根据图5(e)、图5(f)来看,当转速达到2500 r/min和3000 r/min时,各短齿廓修形方式降噪效果不明显。可能是当斜齿轮达到一定转速时,在交替啮合时的冲击力比较大,齿轮的变形程度以及刚度有所增加,此时从理论上来说应该采用齿向修形,因为对于斜齿轮来说,齿廓修形主要是改善齿面载荷的分布情况或是减少由于压力角、齿形误差、制造误差等带来的应力不均^[16]。

3 结论

本文通过数值模拟,系统地验证了渐开线斜齿轮经过不同短齿廓修形获得特定的端面、轴向重合度后减速箱体声功率级明显减小,并比较了在特定工况下不同短齿廓修形的降噪效果。结果表明,转速在500~2000 r/min时,经过齿廓修形后的一级渐开线斜齿轮减速箱声功率级下降明显,频域内平均降幅在0.4~1.9 dB之间;其中,通过齿形鼓形

修形使得渐开线斜齿轮的端面、轴向重合度分别为1.516、0.864时,降噪效果最好。尽管如此,修形齿轮的选择也可能是齿轮振动噪声特性的一个重要影响因素,目前已着手开展大小齿轮组合修形的研究。

参 考 文 献

- [1] 金阳. 汽车变速箱齿轮的高强度优化探讨[J]. 时代汽车, 2019(3): 146-147.
- [2] Sun Y, Ma H, Huangfu Y, et al. A revised time-varying mesh stiffness model of spur gear pairs with tooth modifications[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 129: 261-278.
- [3] 陈磊. 变速箱齿轮齿廓修形及其噪音振动特性研究[D]. 太原: 中北大学, 2015.
- [4] 邓小禾. 渐开线圆柱齿轮齿廓修形与啮合规律研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2015.
- [5] 宋娇. 变速箱齿轮的修形研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2013.
- [6] 孙建国. 渐开线圆柱齿轮修形及动力接触特性研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2008.
- [7] 孔贤, 康敏, 费秀国, 等. 高速渐开线斜齿圆柱齿轮齿廓修形技术研究[J]. 现代制造工程, 2013(6): 105-110.
Kong Xian, Kang Min, Fei Xiuguo, et al. Research on tooth profile modification of involute helical gear with high speed[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2013(6): 105-110.
- [8] Divandari M, Aghdam B H, Barzamini R. Tooth profile modification and its effect on spur gear pair vibration in presence of localized tooth defect[J]. Journal of Mechanics, 2012, 28(2): 373-381.
- [9] Wagaj P, Kahraman A. Influence of tooth profile modification on helical gear durability[J]. Journal of Mechanical Design, 2002, 124(3): 501-510.
- [10] Yoon M, Lee J, Seo C, et al. Helical gear geometry modification for reduction of transmission error by tooth deflection[C]// the 3rd International Conference. ACM, 2017.
- [11] Yang F C, Huang Q L, Wang Y, et al. Research on dynamics of double-mesh helical gear set[J]. Applied Mechanics & Materials, 2012, 215-216: 1021-1025.
- [12] 康传章. 2T101手动变速箱齿轮的减振降噪研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2013.
- [13] 王连生. 发动机与变速箱耦合系统非线性动力学及NVH性能研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2014.
- [14] 田磊, 来新泉. 一种高速高灵敏度的光电耦合器[J]. 半导体光电, 2014, 35(2): 221-224.
Tian Lei, Lai Xinquan. High-speed and high-sensitivity optical coupler[J]. Semiconductor Optoelectronics, 2014, 35(2): 221-224.
- [15] 贾超, 方宗德, 张西金, 等. 斜齿轮齿面的修形优化设计及分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2018, 46(5): 66-71.
Jia Chao, Fang Zongde, Zhang Xijin, et al. Optimal design and analysis of tooth modification for helical gears[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2018, 46(5): 66-71.
- [16] 王瑞欣. 电动汽车减/变速箱齿轮的传动误差及其振动激励响应研究[D]. 北京: 机械科学研究总院, 2018.