

辐板式结构齿轮传动系统的振动

西 北 工 业 大 学 方宗德* * 何大为 沈允文

【摘要】 本文以一个典型的齿轮传动系统为例,讨论了辐板式结构对系统固有频率和振型等动态特性的影响,并进一步计算了当辐板柔度不同时系统的动态响应,得到了轮齿上的动载荷,分析了辐板柔度的影响和附加阻尼的效用,得出一些规律性的结论,以指导辐板结构的设计及其在减振降噪方面的应用。

一、前 言

在大型齿轮结构及对重量有严格要求的场合如航空减速器中,辐板式结构已得到了广泛的应用。但随着薄辐板的应用,其结构振动问题明显突出了,甚至出现过因辐板振动断裂而引起的重大事故,得到了各方面的关注,这一方面的研究正开展^[1,2]。薄辐板作为一个扭转变形元件,在齿轮机构系统振动中也有着重要的作用,例如:辐板的结构参数对系统固有频率和振型的影响、对齿轮动载荷的影响等,对于减速器的传动性能和工作可靠性都是重要的影响因素,但这些问题目前尚未得到深入的研究和认识。

本文应用 Fourier 级数方法^[3],对一个典型的辐板结构斜齿轮传动系统建立动力学模型,进行系统的计算模态分析,并以齿轮副的传动误差为激励,求解系统的振动响应时间历程,探索其中的规律性,以指导辐板式齿轮系统的动力学设计。

二、辐板式齿轮传动系统的动力学模型

图 1 所示,是本文中计算的齿轮传动系统动力学模型,其中包括了输入、输出质量的扭振,小齿轮及大齿轮轮毂、齿圈的扭振,和两个齿轮的径向振动,系统共有七个自由度。齿轮副参数如下:齿数分别为 25、75,模数为 3mm,压力角为 20°,螺旋角为 10°,齿宽为 20mm,输入力矩 20N·m。该系统的运动微分方程可以写作

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + C(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K(t) \cdot (x_1 - x_2 + x_3 - x_4) - K_i(x_i - x_1) = \sum_l K_{1el} \\ m_2 \ddot{x}_2 + C(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + C_h(\dot{x}_2 - \dot{x}_h) + K(t) \cdot (x_2 - x_1 + x_4 - x_3) - K_h(x_2 - x_h) = - \sum_l K_{1el} \\ M_1 \ddot{x}_3 + C(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K(t) \cdot (x_3 - x_4 + x_1 - x_2) + K_1 x_3 = \sum_l K_{1el} \\ M_2 \ddot{x}_4 + C(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + K(t) \cdot (x_4 - x_3 + x_2 - x_1) + K_2 x_4 = - \sum_l K_{1el} \\ m_i \ddot{x}_i + K_i(x_i - x_1) = P & m_h \ddot{x}_h + C_h(\dot{x}_h - \dot{x}_2) + K_h(x_h - x_2) - K_o(x_o - x_h) = 0 \\ m_o \ddot{x}_o + K_o(x_o - x_h) = - P \end{cases}$$

式中: $j = 1, 2$, 分别表示小齿轮和大齿轮; m_j 为齿轮当量质量, $m_j = I_j / r_{bj}^2$; I_j 为小齿轮和大齿轮齿圈 (包括部份辐板) 的回转惯量; r_{bj} 为基圆半径; M_j 为齿轮质量; m_i 、 m_o 为输入和输出端质量, $m_i = I_i / r_{bi}^2$, $m_o = I_o / r_{bo}^2$; m_h 为大齿轮轮毂当量质量, $m_h = I_h / r_{bh}^2$; I_h 为大齿轮轮毂 (包括部份辐板) 的回转惯量; C_h 为辐板扭振的当量阻尼系数, $C_h = C_H / r_{bh}^2$; C_H 为辐板扭振阻尼系数; x_j 为齿轮位移坐标, $x_j = r_{bj} \cdot \theta$; θ 为齿轮微角位移; x_i 、 x_o 、 x_h 分别为输入、输出质量和大齿轮轮毂的位移坐标, $x_i = r_{bi} \cdot \theta$, $x_o = r_{bo} \cdot \theta$, $x_h = r_{bh} \cdot \theta$; θ_i 、 θ_o 、 θ_h 分别为输入、输出端和大齿轮轮毂的微角位移; C 为齿轮副相对振动的阻尼系数; P 为由输入力矩 M_d 产生的齿轮端面法向力, $P = M_d / r_{bi}$; K_l 为第 l 对齿的啮合刚度; e_l 为第 l 对齿的综合误差; x_3 、 x_4 为小齿轮和大齿轮中心的径向位移; K_i 、 K_o 为输入和输出轴的当量刚度, $K_i = k_i / r_{bi}^2$, $K_o = k_o / r_{bo}^2$; k_i 、 k_o 为输入和输出轴的扭转刚度; K_h 为辐板扭转刚度在齿轮作用线上的当量值^[4]; $K(t)$ 为齿轮副啮合刚度, 是时间的周期函数。微分方程组中的齿轮误差和啮合刚度的变化构成齿轮副的传动误差, 在齿轮负荷运转时即成为振动的激励源, 因此, 图 1 所示的系统是参数激励的。应用 Fourier 级数方法, 可将此系统转化为一定常线性系统, 从而得到该系统的固有频率、振型及振动响应, 该方法已得到实验验证^[3]。在本文的研究中, 齿轮啮合刚度 $K(t)$ 用三维有限元计算得到, 轮辐刚度的计算用参考文献 [4] 提出的公式。

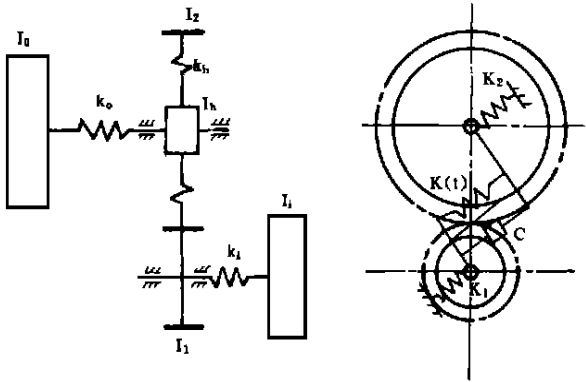


图 1 齿轮传动系统动力学模型

三、系统的固有频率和振型

为研究辐板结构对齿轮系统动态特性的影响计算了三种不同厚度的辐板结构。

表 1 系统的固有频率

阶数		(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
$B_f = 8\text{mm}$	频率 [Hz]	1212	2059	3529	4812	7516	10970
	转速 [r/min]	2909	4942	8470	11549	18038	26328
$B_f = 4\text{mm}$	频率 [Hz]	1210	2047	3514	4807	6825	8645
	转速 [r/min]	2904	4913	8433	11537	16380	20748
$B_f = 2\text{mm}$	频率 [Hz]	1205	2022	3472	4777	5321	8121
	转速 [r/min]	2892	4853	8333	11465	12770	19490

对于三种不同厚度的辐板结构厚度 B_f (mm) 分别为 8、4、2; 刚度 K_h (N/m) 分别为 1.343×10^9 、 6.716×10^8 、 3.358×10^8 。系统的固有频率和按啮合频率折算的相应转速示于表 1 中。由于图 1 所示系统包含有一阶刚体位移, 因此系统实际上具有六阶固有频率。由表 1 中可以看到, 辐板刚度的改变主要影响到系统的后两阶固有频率。

图 2 所示, 是辐板厚度分别为 8mm 和 2mm 两种传动系统的振型图。图中 $\cdot$ 表示各扭转自由度上产生的位移, $\times$ 表示齿轮中心位移与齿轮扭振产生的齿面位移的迭加, 各部件上的动载荷和动应力取决于两个质量间的相对振动。由图可见, 第一阶振型主要是输入轴的扭振, 第二阶振型主要是输出轴的扭振。在 8mm 厚辐板的系统中, 第五阶振型主要是齿轮副的相对振动, 第六阶主要是辐板扭振。而对 2mm 厚辐板的系统, 则第五阶主要是辐板扭振, 第六阶主要是齿轮相对振动。由上述固有频率和振型来看, 辐板柔度的影响主要在于高频部份, 即影响齿轮和轮辐扭振产生的动载。

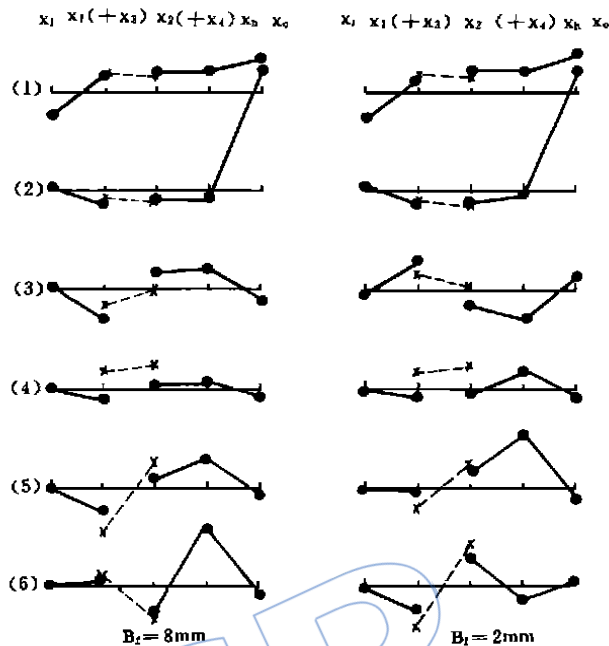


图 2 齿轮传动系统的振型

四、齿轮传动系统的动态响应

在本文的计算中, 以啮合刚度的周期变化为激励 (不计齿轮误差), 得到各自由度的振动时间历程。由各自由度的相对振动及变形元件的刚度, 可以得到各零件上的动载荷。

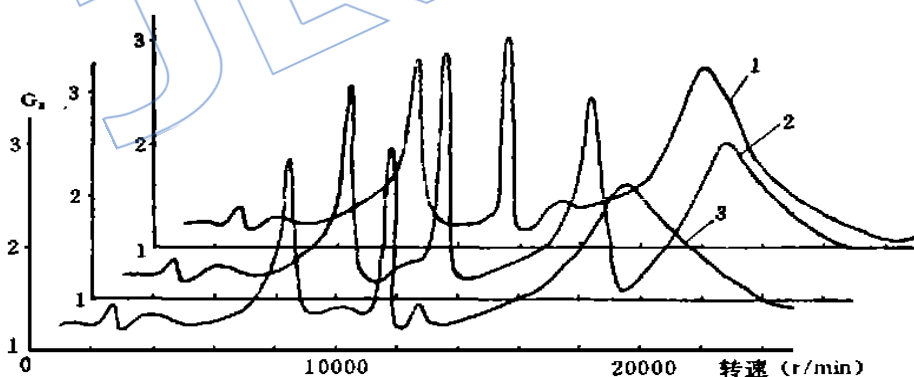


图 3 齿轮副的动载系统

定义最大动载荷与静载荷之比为动载系数, 图 3 所示就是表 1 所列的三种齿轮系统中轮齿上的动载系数 G_z 与转速的关系。由图可以看到, 它们之间的区别主要在 12000r/min 以上, 此时, 系统 1 主要为齿轮副扭振, 于 18000r/min 左右达到共振, 辐板扭振引起的动载峰值约在 26000r/min 处 (图中未绘出)。系统 2 的辐板扭振提前到 16000r/min 左右, 而齿轮副扭振则反而退至 20000r/min 附近。系统 3 辐板扭振引起的动载峰值 (约 12500r/min) 大大降低, 齿轮副相对振动峰值在 19000r/min 左右。因此, 辐板柔度对齿轮动载的影响也主要表现在 12000r/min 以上的高转速域内, 且提高辐板柔度可使辐板扭振产生的齿轮动载显著下降。

五、阻尼对系统振动的影响

阻尼减振技术, 对于抑制薄辐板的横向结构振动 (如行波振动) 有良好的效用, 目前已在辐板式齿轮结构中广泛应用, 主要采用的有粘贴阻尼层和张紧阻尼环两种方式。

未附加阻尼的钢制辐板的扭振阻尼是非常小的, 本文上述计算中辐板扭振的相对阻尼系数 ζ_f 取 0.01, 附加阻尼后, ζ_f 可达到 0.4 左右^[5]。作者仍以 $B_f = 2\text{mm}$ 的齿轮传动系统为对象, ζ_f 取 0.01 和 0.4, 分别计算了系统的

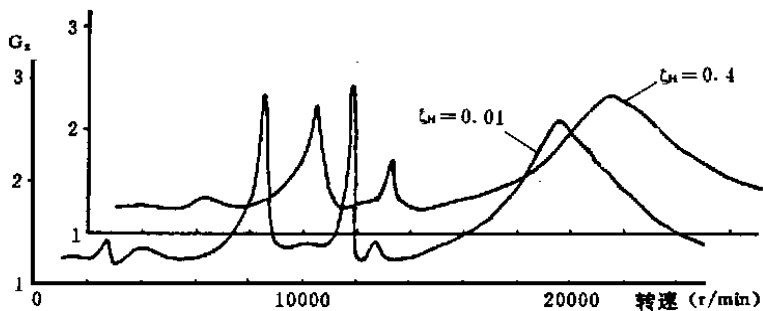


图 4 辐板阻尼对齿轮动载的影响

动力响应。图 4 所示, 是这两种辐板阻尼不同的传动系统的齿轮动载系数 G_z , 可以看到, 在 12000r/min 以前, 各动载峰值都有下降。

结合上节所述, 采用薄辐板结构, 可影响高转速域的齿轮动载, 再附加阻尼, 使低转速域的齿轮动载下降, 综合设计薄辐板附加阻尼结构, 可使齿轮动载情况得以明显改善。齿轮动载荷是齿轮结构和轴承、箱体等零部件振动的重要激励, 降低齿轮的动载可使减速器的整体性能得到改进。

六、结 论

1. 辐板柔度对齿轮传动系统动态特性的影响主要表现在高阶固有频率和高阶振型。
2. 辐板柔度对高转速域的齿轮动载有影响, 可明显降低因辐板扭振引起的齿轮动载。
3. 辐板阻尼改善了低转速域的齿轮动载。
4. 综合设计薄辐板加阻尼结构可使齿轮动载除齿轮副相对扭振外全面得到改善。

参 考 文 献

- [1] 韩二中等, “圆锥齿轮行波共振应力响应仿真计算”, 航空动力学报, 第 3 卷, 第 3 期, 1988。
- [2] 刘更等, “航空高速双联斜齿轮行波共振的研究”, 中国航空学会第六届机械动力传输学术会议论文集。
- [3] 方宗德等, “斜齿轮传动动态特性的理论与实验研究”, 第二届全国齿轮动力学学术会议论文集, 1991。
- [4] 黄镇东等, “齿轮机构动力学”, 西北工业大学讲义, 1986, p93。
- [5] 李正雄等, “齿轮安装阻尼减噪环后的动特性及噪声谱的研究”, 第一届全国齿轮动力学学术会议论文集, (下), 1987。

This calculating method is applied to modification of a gas turbine. Meanwhile, the effects of different blade-bowing methods on the radial distribution of gas parameters are analyzed. The calculation results demonstrate the improvement on the flow pattern in the turbine cascade with bowed and twisted blades and the necessity of the proof calculation with the direct-problem method. Finally, several instructive opinions about the aerodynamic design of the bowed and twisted turbine blades are proposed.

A CIRCUMFERENTIAL NON-UNIFORM EFFECT MODEL FOR MULTISTAGE AXIAL-FLOW COMPRESSOR THROUGHFLOW

Li Shiming and Chen Maozhang

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT

The effects of momentum and energy transportation caused by circumferential non-uniformities of the flow in a multistage axial compressor are studied. A model has been developed to represent the circumferential non-uniform stresses and heat flux. A preliminary comparison between experimental results and the model demonstrates that this model is feasible. This study comes to the conclusions that: 1. The momentum transport effects of circumferential non-uniformities are not distinct, but the energy transport effects of the non-uniformities are quite strong and have the same order of magnitude as the turbulent diffusion; 2. The relative importances of the turbulent diffusion and the non-uniformities depend on compressor configuration, loadings and spanwise positions in the compressor; 3. Compared with the effects of their main stream counterparts, the circumferential non-uniform stresses can be sometimes neglected, according to the compressor loadings, configuration and the calculation tolerances as well.

VIBRATION OF GEAR SYSTEM WITH WEB STRUCTURE

Fang Zongde, He Dawei, Shen Yunwen

(Northwestern Polytechnical University, Xian 710072)

ABSTRACT

The web structure has been widely used in design of aviation gears, and its structure vibration has attracted much attention. But the function of web as a torsion spring in the dynamic behaviour of gear system needs a thorough investigation still. In this paper, a typical gear transmission is taken for example, its dynamic model has been built up to analyze the vibration mode of the system. The dynamic responses of this system at various speeds have been obtained with Fourier method by considering the transmission error of the pair of gears as excitation. Further, the influences of web flexibility and attached damping on the dynamic responses have been studied, the dynamic loads on the teeth when the web thickness is changed, and the damping, both attached and unattached, have been calculated respectively. Some useful conclusions have been drawn which show that the combination of flexible web and attached damping can lower the vibration level and decrease the dynamic loads obviously.