

弧齿锥齿轮传动试验器动力特性 计算及分析

西北工业大学 赵明** 杨海燕 任平珍 徐凌志 杨秉玉

【摘要】 采用弯扭耦合传递矩阵法计算弧齿锥齿轮传动试验器的动力特性, 研究弧齿锥齿轮啮合力作用下试验转子动力特性规律, 分析试验器轴承受力及齿轮箱振动, 各项计算结果与试验结果吻合较好。

主题词: 齿轮 传动装置 动力特性 轴承 径向力 振动
分类号: TH132.41

1 引言

弧齿锥齿轮在高速传动中被广泛应用, 具有弧齿锥齿轮啮合的传动系统包括主、从动转子和齿轮机匣的动力学特性分析是十分复杂的, 这方面的研究尚未见有报导, 本文以锥齿轮传动试验器为对象, 研究其动力特性规律, 以此为基础研究试验所得的动力特性。

图 1 所示转子由主轴和从动轴组成, 主轴在两点间装有大圆盘, 主动齿轮是左旋, 螺旋角 $\beta_n = 35^\circ$; 前后支承可以方便地改变刚度。从动轴通过两个轴承支于齿轮机匣上。

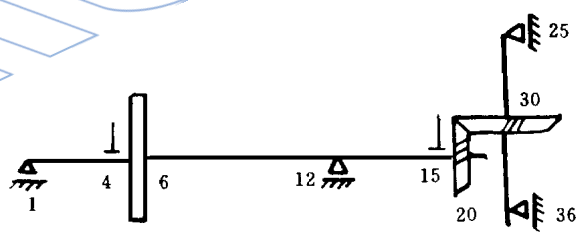


图 1 弧齿锥齿轮啮合计算简图

弧齿锥齿轮啮合力计算公式在文献 [1] 中给出, 用 F_{tm} 代表切向力, F_{r1} , F_{r2} , F_{a1} , F_{a2} 分别代表主、从动轮的径向力与轴向力, d_{m1} 和 d_{m2} 分别表示主、从动轮分度圆直径。轴向弯矩为 $M_{a1} = F_{a1} d_{m1} / 2$, $M_{a2} = F_{a2} d_{m2} / 2$ 。用 P 表示传动功率, n_1 代表主动轮转速, 用 z_1 和 z_2 分别表示主、从动齿轮齿数, 则从动轴转速 $n_2 = z_1 n_1 / z_2$ 。

用弯扭耦合传递矩阵法计算临界转速^[2]和稳态不平衡响应^[3,4]。计算主轴不平衡响应时令主轴协调进动, 从动轴发生无不平衡量的非协调进动。计算从动轴不平衡响应时则反之。

用 M_{r1} 和 M_{r2} 分别表示主轴与从动轴上盘或齿轮处的陀螺力矩, 用 J_e 和 J_p 分别表示盘或齿轮的直径转动惯量和极转动惯量, θ 代表弯转角, ω 和 ω 分别表示主轴与从动轴的角速度。

当主轴协调进动时: $M_{r1} = -(1 - J_p / J_e) J_e \theta \omega^2$, $M_{r2} = -(1 + J_p \omega / J_e \omega) J_e \theta \omega^2$

1997 年 8 月收稿, 1998 年 3 月收到修改稿。

** 男 32 岁 讲师 西安市西北工业大学 702 教研室 710072

当从动轴协调进动时: $M_{r1} = - (1 + J_p \omega / J_e \omega) J_e \theta \omega^2$, $M_{r2} = - (1 - J_p / J_e) J_e \theta \omega^2$

2 试验器转子动力特性规律研究

弧齿锥齿轮啮合力、不平衡量、支承刚性、外转矩方向及螺旋角对弧齿锥齿轮传动系统的动力特性有很大的影响。计算了试验转速 $n_1 = 1800 \text{ r/min}$ 、4 种支承方案顺、逆时针转向时锥齿轮及轴承的受力和锥齿轮位移及系统位能。进行试验器规律性研究时, 必须使各种支承条件下功率、不平衡量、阻尼相同, 齿轮受力计算结果列于表 1。

表 1 弧齿锥齿轮受力计算结果(单位: N)

	$F_{a1}(z \text{ 向})$	$F_{r1}(y \text{ 向})$	$F_{m1}(x \text{ 向})$	$F_{a2}(z \text{ 向})$	$F_{r2}(y \text{ 向})$	$F_{m2}(x \text{ 向})$
顺时针	0.39	$- 0.229 \times 10^{-2}$	- 0.47	$+ 0.229 \times 10^{-2}$	- 0.39	0.47
逆时针	- 0.164	+ 0.354	0.47	- 0.354	0.164	- 0.47
$\beta_m = 0$	0.0925	0.144	- 0.47	- 0.144	- 0.0925	0.47

表 2 纯啮合力响应时主动轮长半轴及系统位能

		双 弹		前弹后刚		双 刚		前刚后弹	
转 向		顺 逆		顺 逆		顺 逆		顺 逆	
纯 啮 合	$A(20)$ ($\times 10^{-2} \text{ mm}$)	0.227	0.27	0.21	0.248	0.181	0.214	0.203	0.242
	Π ($\times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{m}$)	0.62	0.84	0.65	0.89	0.49	0.67	0.47	0.65

由于传动功率较小, 不平衡响应时, 主动轮长半轴 $A(20)$ 和系统位能 Π 在不同转向时相等, Π 和 $A(20)$ 远大于纯啮合力响应, $A(20)$ 在前弹后刚时最大、前刚后弹时最小。纯啮合力响应列于表 2, 因顺时针转向时主动轮轴向力由小端指向大端, 故 F_{r1} 较小, 致使 $A(20)$ 和 Π 及轴承受力均在顺时针转向时较小。从动轴纯啮合响应和不平衡响应与主轴支承刚度无关, $\beta = 0$ 时, 从动轮长半轴介于 $\beta_m = 35$ 的两种转向之间。

3 计及弧齿锥齿轮啮合力作用的不平衡响应计算并与试验值比较

由试验测得不同支承方案 and 不同转向时的传动功率及不平衡量不同, 所以试验结果与上节所得规律不完全相同, 用 n_{cr} 代表一阶临界转速, 近似地取 $0.707n_{cr}$ 处测得的盘和齿轮处挠度作为偏心距^[5]。计算了试验转速 $n_1 = 1800 \text{ r/min}$ 时传动系统的动力特性。

3.1 主轴盘与主动轮位移计算, 并与试验值比较

计算了盘与主动轮处长半轴 A 、短半轴 B , 及长半轴与 X 轴夹角 α , 则垂直与水平方向位移 X 、 Y 可由下式求得: $X = A \cos \alpha$, $Y = A \sin \alpha$ 。计算结果表明盘处 $X_{计}$ 与 $X_{试}$ 十分接近, 主动轮处 $X_{试}$ 全部介于长、短半轴计算值之间, 计算值与试验值比较列于表 3。

表 3 X 方向位移计算值与试验值比较

	盘 处 (mm)				主动齿轮 (mm)			
	顺时针		逆时针		顺时针		逆时针	
	$x_{计}$	$x_{试}$	$x_{计}$	$x_{试}$	$x_{计}$	$x_{试}$	$x_{计}$	$x_{试}$
双 弹	0.310	0.301	0.296	0.297	0.109	0.081	0.104	0.085
前弹后刚	0.453	0.450	0.509	0.495	0.218	0.117	0.245	——

3.2 轴承受力计算及齿轮箱振动分析

计算了主轴与从动轴的轴承受力和齿轮位移,用 $Q_{x25}, Q_{y25}, Q_{x36}, Q_{y36}$ 表示从动轴前、后轴承径向力, $A(30)$ 表示从动轮长半轴,从动轴计算结果列于表 4 中。

表 4 从动轴不平衡响应(a_x 和 a_y 表示齿轮箱体上测得的加速度)

支承方案	双 弹		前弹后刚		双 刚	
主轴转向	顺时针	逆时针	顺时针	逆时针	顺时针	逆时针
$Q_{x25}(N)$	0.338	0.345	0.338	0.338	0.331	0.319
$Q_{y25}(N)$	0.442	0.431	0.442	0.427	0.438	0.419
$Q_{x36}(N)$	0.160	0.163	0.160	0.160	0.156	0.151
$Q_{y36}(N)$	0.187	0.158	0.187	0.157	0.185	0.154
$A(30)(mm)$	0.934×10^{-5}	0.677×10^{-5}	0.934×10^{-5}	0.665×10^{-5}	0.919×10^{-5}	0.637×10^{-5}
$P(W)$	33.12	33.84	33.12	33.12	32.4	31.28
$a_x(g)$	2.50	3.61	1.48	0.96	2.37	2.24
$a_y(g)$	2.59	1.99	1.15	1.09	2.71	2.41

由表 4 可见, $A(30), Q_{y25}, Q_{y36}$ 在顺时针转向较大,致使 a_y 在顺时针转向时较大。除双弹方案外,顺时针转向时, Q_{x25} 和 Q_{x36} 较大,致使 a_x 较大。双弹方案因逆时针功率较大,致使 Q_{x25} 和 Q_{x36} 较大,所以 a_x 在逆时针时较大。双弹(顺)、双刚(顺和逆) $Q_{y25} > Q_{x25}, Q_{y36} > Q_{x36}$, 所以 $a_y > a_x$ 前弹后刚(顺) a_x 测值偏高,这是试验误差引起的。

3.3 锥齿轮啮合传动系统峰值转速计算值与试验值比较

图 2 为一对齿轮啮合传动系统在双刚支承条件下增速时主轴的幅频特性线(1 为齿轮处, 2 为圆盘处),采用幅频特性曲线模态计算法^[5] 确定主动轮和盘处的偏心距和阻尼系数,增速与减速过程峰值转速下的 X 方向位移 X_e 与试验值 X_e' 比较列于表 5。由表 5 第 1~2 行可见,由于转子系统的复杂性使计算值比试验略低,以盘为基准,求得偏心距修正系数 $K = \gamma_e' / \gamma_e$, 将不平衡量乘以 K 后算得 X_{e1} 列于第 3 行,修正后的计算值与试验值十分相近。

图 2 传动系统主轴增速时幅频特性曲线

表 5 峰值转速下计算值与试验值比较(单位:mm)

	增 速		减 速	
	盘	主动齿轮	盘	主动齿轮
计算值 X_e	1.308	0.987	1.262	0.952
试验值 X_e'	1.578	1.376	1.428	1.264
计算值 X_{e1}	1.505	1.136	1.425	1.075

4 临界转速、峰值转速计算值与试验值比较

计算了 3 种支承方案条件下主轴各阶临界转速和传动系统的峰值转速 n_k , 由于锥齿轮的啮合力作用, 使峰值转速略低于临界转速 n_{cr} , 从动轴一阶临界转速为 64438.7 r/min, 在一阶临界转速以下出现 2 个峰值转速 $n_{k1} = 45836.5$ r/min, $n_{k2} = 54430.9$ r/min。

图 3 为主轴在双刚支承条件下录得的幅频特性曲线(1 为齿轮处, 2 为圆盘处), 计算值与试验值比较列于表 6。由表 6 可见, 主轴因粘性阻尼作用, 使 $n_k > n_{cr}$, n_k 值介于盘与主动轮试验值转速之间。传动系统因啮合力作用使 n_k 值低于主轴的 n_k 值, 且与试验峰值转速相近。

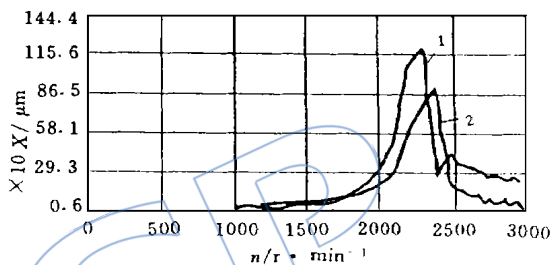


图 3 主轴增速时幅频特性曲线

表 6 临界转速和峰值转速计算值与试验值比较

n (r/min)	n_{cr} 计算值	n_k 计算值	盘处 n_k 试验值	主动轮 n_k 试验值
主 轴	2285.14	2294.69	2323.89	2259.11
传动系统	2285.14	2237.40	2258.34	2291.67

5 结 论

(1) 计算与试验结果表明, 主动轮轴向力由小端指向大端时, 啮合力作用使主动轮位移较小, 从动轮位移较大。(2) 试验器动力学特性分析各项结果与试验结果吻合较好。(3) 本文分析方法经试验与精确解考核, 有较大的工程应用价值。

参加本文工作的还有李继庆、胡壁刚、戚先萍、王三民和董海军等同志。

参 考 文 献

- 1 机械设计师手册编室组. 机械设计师手册. 北京: 机械工业出版社, 1989
- 2 赵明等. 多转子系统弯扭耦合作用时临界转速的研究. 机械科学与技术, 1996, (3):
- 3 任平珍, 杨海燕等. 具有 SFD 及锥齿轮啮合的多转子系统稳态不平衡响应研究. 航空动力学报, 1997, 12(1): 43– 45
- 4 徐凌志等. 具有弧齿锥齿轮啮合的转子振动特性分析方法. 机械科学与技术, 1997, (4):
- 5 任平珍. 转子—支承系统稳态不平衡响应实验研究. 振动与动态测试, 1987, (1):

(责任编辑 王震华)

and transmission errors for the aligned and misaligned gear drives are obtained in an example of spiral bevel gears. Although the proposed method deals with the hypoid gear and spiral bevel gears, the basic idea is suitable for spur and helical gears.

Key Words Spiral bevel gears Edge Contact Drives Errors

KINETIC CHARACTERISTICS OF TRANSMISSION TEST EQUIPMENT FOR SPIRAL BEVEL GEARS

Zhao Ming, Yang Haiyan, Ren Pingzhen, Xu Lingzhi, Yang Bingyu

(7th Dept. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT The transfer matrix method of the lateral/torsional coupling is applied to calculation of kinetic characteristics of transmission test equipment for spiral bevel gears. The relationships of the kinetic characteristics for the test rotor are investigated in the engagement of the spiral bevel gears. The forces on the bearing and gear-box vibration are analyzed, all calculated results are consistent with the test data.

Key Words Gear drives Kinetic characteristics Bearings Radial forces Vibrations

A STUDY ON LUBRICATION OF SPIRAL BEVEL GEARS IN AEROENGINE

Wei Wenshan and Lin Jishu

(5th Dept. Shenyang Aeroengine Research Institute, Shenyang 110015)

Ding Jinyuan, Xia Yanqiu, Yang Wentong

(Mechanical Engineering Institute, Shenyang 110006)

ABSTRACT The vector method of the gear engagement theory is used to describe the manufacturing and meshing process of the spiral bevel gears in the aeroengine. The geometry and kinematic parameters of each contact point are considered, including the position, the curvature and the speed of each contact point on the tooth surface. The load on tooth in each contact position is determined with the help of Loaded Tooth Contact Analysis (LTCA) and the thickness of oil film on each contact position is obtained as theoretical foundation for judging the lubrication state. Meanwhile, 300 hours test of the gears has been made and the topographical feature of the tooth surface by means of scanning electron microscope is investigated. The results of calculation and experiment show that the gears are under boundary lubrication and partial elasto-hydrodynamic lubrication.

Key Words Aircraft engine Spiral bevel gears Lubrication Friction

COMPUTATION OF VISCOELASTICAL DAMPING STRUCTURE ATTACHED TO GEARS

Sun Tao, Shao Changjian, Shen Yunwen

(7th Dept. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT A computational method is developed to solve engineering prob-