

齿轮旋翼传动系统动态固有特性识别*

西北工业大学 邵忍平** 沈允文 刘 更
中国直升机设计研究所 徐 敏

【摘要】 通过对齿轮旋翼传动系统进行理论分析, 在运转的条件下进行实验测定和在线识别, 指出由于旋翼的非线性耦合作用, 使得带有旋翼的齿轮传动系统具有不同于其它齿轮系统的特有特性, 即动态特性随转速的不同而发生变化, 并得到了其变化规律。

主题词: 齿轮 旋翼 动态性能

分类号: TH132.41 O322

1 实验方案、系统模型及动力学分析

实验装置简图如图 1 所示(1. 电机; 2、4、10. 联轴器; 3. 惯性盘; 5. 加载器; 6、7. 圆锥齿轮; 8、9. 圆柱齿轮; 11. 桨毂; 12. 桨叶)。齿轮传动是由二级圆锥圆柱齿轮传动组成, 旋翼是由 3 片桨叶组成。在元件 3、5、6、9、10、11 和 12 上布置有测点, 其中在每片桨叶上布置有 3 个测点。图中各轴都设计成空心轴, 各测点处的信号由电线通过空心轴, 经过在元件 6 和 9 的轴端装的传输器(图中未注)引出。当电机转速在 300—1000 r/min 之间变化时, 在不同的运转条件

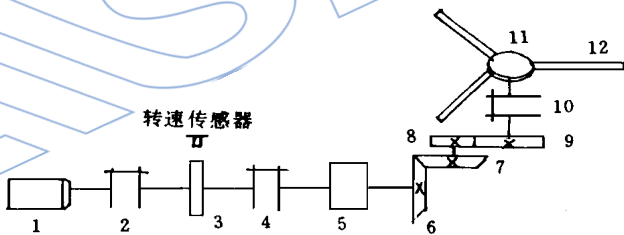


图 1 系统传动简图

下测定各点应变, 通过转化得到其响应大小。按照文献[1]思想和集中质量法的原理, 图 1 的传动系统可简化为图 2 所示的计算模型(子结构 1)。对于旋翼而言, 其桨叶较长且截面尺寸较小, 故变形较大, 再加之有挥舞面和扭转面内的变形, 所以按其所具有的特殊结构与功能, 用空间梁有限元模型作为计算模型如图 3 所示(子结构 2)。对图 2 的传动系统模型可建立起振动微分方程为: $[J]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{F\}$ 。其中: $[J]$ 、 $[C]$ 和 $[K]$ 分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵, $\{F\}$ 为外激励列阵, $\{\theta\}$ 为位移列阵。

对图 3 模型可建立起桨叶单元的振动微分方程为: $[m]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{f\}$ 。其中: 单元节点位移列阵 $\{\delta\} = [u_{xi} \ v_{yi} \ w_{zi} \ \theta_{xi} \ \theta_{yi} \ \theta_{zi} \ u_{xj} \ v_{yj} \ w_{zj} \ \theta_{xj} \ \theta_{yj} \ \theta_{zj}]^T$; 单元节点力列阵 $\{f\} = [F_{xi} \ Q_{yi} \ Q_{zi} \ M_{xi} \ M_{yi} \ M_{zi} \ F_{xj} \ Q_{yj} \ Q_{zj} \ M_{xj} \ M_{yj} \ M_{zj}]^T$ 。由于旋

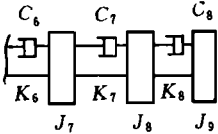


图 2 传动系统模型

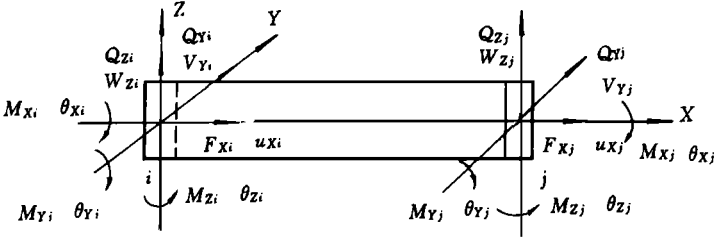


图 3 桨叶有限元模型

翼旋转起来后,本身工作在离心力场中,所以上式中 $[K]$ 矩阵和 $\{f\}$ 列阵考虑了离心力的影响^[2]。 $[K] = [K]_e + [K]_c$, $[K]_e$ 是几何刚度矩阵, $[K]_c$ 是离心力刚度矩阵, $[K]_c = \int [N]^T [\Omega] [N] dv$, $[N]$ 为形函数矩阵, $[\Omega]$ 为离心力密度矩阵。通过组装 $[m]$ 和 $[K]$ 可建立起桨叶整体振动方程。

考虑到变形协调条件后可建立起齿轮旋翼系统的振动微分方程:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{Q\}$$

其中: $[M]$ 、 $[C]$ 和 $[K]$ 为整个系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵。 $\{Q\}$ 和 $\{x\}$ 分别为系统外激励列阵和位移列阵。通过求解此方程可得到系统的固有频率、阻尼、振型和响应等。

表 1 传动系统扭振固有频率(单位: Hz)

n (r/min)	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6	f_7	f_8	f_9
0	0.8013×10^{-6}	26.83	71.35	181.40	237.00	294.50	493.50	636.80	677.30
200	0.8013×10^{-6}	27.10	72.30	182.20	237.10	294.70	494.50	636.90	677.30
400	0.8013×10^{-6}	27.79	75.08	184.40	237.50	295.20	497.60	637.10	677.40
600	0.8013×10^{-6}	28.69	79.53	187.90	238.30	296.00	502.60	637.60	677.40
800	0.8013×10^{-6}	29.61	85.40	192.50	239.40	297.30	509.50	638.30	677.40
1000	0.8013×10^{-6}	30.45	92.38	197.80	240.90	299.00	518.20	639.20	677.50
1200	0.8013×10^{-6}	31.17	100.20	203.40	243.10	301.40	528.50	640.40	677.50

本系统中各元件参数: 传动轴转动惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$) 为: $J_1= 1.00, J_2= 0.00875, J_3= 0.0916, J_4= 0.00906, J_5= 0.00867, J_6= 0.00375, J_7= 0.00579, J_8= 0.0103, J_9= 7.173$ 。传动轴扭转刚度($\text{N} \cdot \text{m/rad}$) 为: $K_1= 59845.6, K_2= 97579.39, K_3= 99457.1, K_4= 11969.09, K_5= 306091.2, K_6= 129693.27, K_7= 110637.82, K_8= 77836.27$ 。桨叶长为 0.7 m, 将其划分为 9 个空间梁单元进行分析计算后得到传动系统扭振固有频率如表 1。可见, 旋翼传动系统的固有频率随转速的增加而增加。

2 实验辨识及其结果分析

对图 1 所示的系统, 在运转的条件下进行测试, 信号通过布置在系统中各个测点处的应变片取出, 经过动态应变仪后进入微机分析处理。数据的采集分析处理是采用随机信号振动分析系统—CRAS 专用软件, 可作出信号的功率谱及识别出导纳曲线, 从而可得到系统的固有频率、阻尼和振型^[3]。分析处理后得到传动系统固有频率 ω 随转速 Ω 的变化如表 2 所示, 得到不

同转速下传动系统振型如图 4 所示。

由表 2 可知辨识得到的传动系统低阶固有频率与理论计算结果很接近, 而高阶有一定的差异, 说明理论分析时将齿轮传动简化为集中质量动力模型, 对复杂齿轮传动系统进行低阶动态分析是合理的。另外还可发现, 固有频率随转速的增加逐渐升

表 2 传动系统扭振固有频率(实验值) (单位: Hz)

$n(\text{r/min})$	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6
0	25.0	65.0	185.0	240.0	271.3	462.5
300	25.0	65.0	187.5	232.5	281.3	468.0
400	26.3	66.3	191.3	242.5	282.5	475.0
500	27.5	70.0	192.5	245.0	285.0	473.0
600	30.0	68.0	198.8	246.0	296.3	482.5
800	31.3	76.3	197.5	257.5		

高(个别点除外), 这就是所谓的“动频”现象, 这就从理论和实验两个方面验证了这种“动频”存在的客观性。这是带有旋翼的齿轮系统不同于其它齿轮系统的特有特性, 即动态固有特性, 正由于这种“动频”存在, 系统的振型、模态等也发生变化。

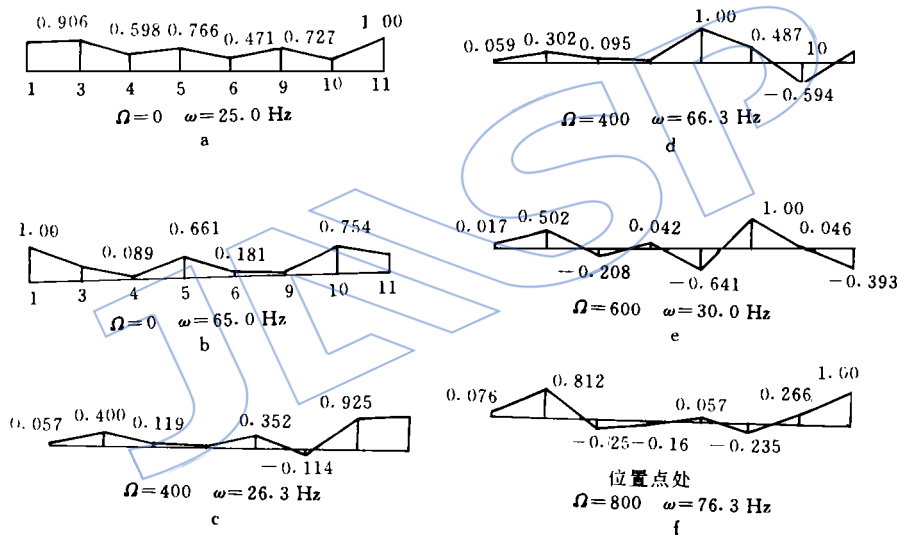


图 4 振型

由图 4(a)、(c)和(e)可见, 随着转速的增加, 传动系统第一阶主振型的最大振幅所在处, 由 11 点(桨毂)处移至 9 点(输出齿轮轴)处, 也就是说在系统传动过程当中, 桨毂和输出齿轮轴端是振动幅度最大处。由图 4(b)、(d)和(f)可知, 传动系统第二阶主振型的最大振幅, 随着转速的增加由电机 1 移到输入齿轮轴端 6, 最终移至桨毂 11 处, 即在系统运转过程当中, 桨毂和输入齿轮轴端, 也是两个危险位置。

参 考 文 献

- 1 邵忍平, 沈允文, 刘更. 齿轮减速器特性参数识别. 机械科学与技术, 1996, 15(1)
- 2 航空航天科技研究院. 直升机动力学手册. 航空工业出版社, 1990
- 3 周传荣, 赵淳生. 机械振动参数识别及其应用. 北京: 科学出版社, 1989

(责任编辑 魏星禄)

EFFECTS OF DISTURBANCE WAVES ON ROTATING STALL STABILITY OF AXIAL COMPRESSOR

Cao Renjing

(*Institute of Energy and Environmental Science, Shantou University, Shantou 515063*)

Zhou Sheng

(*4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083*)

ABSTRACT

A 2-D rotating stall stability model considering the inlet and outlet flow angles and unsteady loss of axial flow compressor was proposed, for which numerical analysis has been conducted. The calculated results show that the disturbance waves at the upstream of compressor have influence on the rotating stall stability. The configuration of the compressor produces a strong impact on the propagation speed of the disturbance waves.

Key Words Axial flow compressors Rotating stall Disturbances

AN INVESTIGATION ON FLOW BEHAVIOUR IN AN S- SHAPED DUCT

Ma Handong and Wang Yiyun

(*Beijing Institute of Aerodynamics, Beijing 100074*)

ABSTRACT

A new efficient finite-difference scheme for solving turbulence $K-\epsilon$ equations-Turbulence U -scheme has been developed. This method was combined with the solver of Navier-Stokes discretized by a modified Beam-Warming scheme to investigate three-dimensional turbulent internal flow in S-shaped duct. Many numerical experiments and practical applications show that this method provides detailed flow field and parameters for engineering design. As a special example, a numerical simulation has been completed for an S-shaped duct including separation, secondary flow, vortices etc. The comparison of its results with the flow patterns in the circular section s-shaped duct shows a good agreement in essence.

Key Words Numerical simulation Air inlets Flow characteristics

IDENTIFICATION OF GEAR TRANSMISSION SYSTEM WITH A ROTOR ON DYNAMIC NATURAL CHARACTERISTIC

Shao Renping, Shen Yunwen, Liu Geng

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

Xu Min

(*Chinese Helicopter Research and Development Institute, Jingdezhen 333001*)

ABSTRACT

A gear transmission system with a helicopter rotor was experimentally investigated and on-line identified during its operation, and the results were compared with its theoretical analysis. It is found that the gear transmission system with a rotor differs from other gear transmission system by such natural characteristics, that its dynamic characteristics change with its rotational speed. Its changing law has also been obtained, which provides basis for the dynamic modeling analysis and the dynamic design of the system and an effective analytical approach of the gear transmission system.

Key Words Gears Rotor wings Dynamic properties