

航空发动机减速系统的动力分析

南京航空学院 袁向东* * 周传荣

【摘要】 以某型航发减速传动系统为研究对象, 针对齿轮啮合传动系统的结构特点, 把子结构分析法和结构动力修改再分析结合起来。综合时, 从结构修改的观点出发, 来考虑各子结构对接界面上的对接条件, 认为综合系统是各子结构无耦合时系统的一个结构修改, 从而求得整个结构系统的动力特性。既保留了子结构分析法优点, 而处理子结构间的对接条件比子结构分析法更方便。

关键词: 动力分析 结构修改 啮合关系 对接关系

1 结构动力分析原理

针对齿轮啮合传动的结构特点, 把动态子结构分析法与结构动力修改再分析技术结合起来, 提出了一个适合于传动系统结构动力分析的计算方法, 整个计算分两步完成。首先, 按系统的结构组成。以每一传动部件为一子结构, 完成对各子结构动力特性的计算, 获得各子结构的低阶模态基。第二步, 从结构动力修改的观点出发把由各子结构无耦合时的组合体看作为原结构, 各子结构间的耦合关系 (即各齿轮轴之间的啮合关系) 看成是对原结构的一个结构修改, 通过结构刚度矩阵的变化实现结构综合。求出整体结构的动力特性。

把各子结构按顺序排列就得到一个各子结构相互独立的结构系统, 其自由振动微分方程

$$M_o \ddot{x} + K_o x = 0 \quad (1)$$

其中: $M_o = \text{diag} (M^{(\alpha)})$, $K_o = \text{diag} (K^{(\alpha)})$ ($\alpha = 1, 2, \dots, m$)

$$x = [x^{(1)T} x^{(2)T} \dots x^{(m)T}]^T \quad (2)$$

由于各子结构间存在着啮合关系, 整体结构的刚度矩阵 K 、质量矩阵 M 较之 M_o 和 K_o 有一变化, 在啮合关系的数学模型中, 一般将其处理为一纯弹簧系统, 于是便有

$$M = M_o, K = K_o + \Delta K$$

显然, ΔK 为由于各子结构间啮合关系的存在而导致的结构刚度矩阵的变化。根据对子结构的分析结果, 得以子结构的低阶模态为广义位移基的结构动力分析自由度的聚缩变换:

$$x = \Phi q, \quad \Phi = \text{diag}(\Phi^{(\alpha)}) \quad (\alpha = 1, 2, \dots, m) \\ q = [q^{(1)T} q^{(2)T} \dots q^{(m)T}]^T \quad (3)$$

对广义位移 q 的广义质量矩阵, 刚度矩阵为

$$M_q = \Phi^T M \Phi = \Phi^T M_o \Phi = I, \quad K_q = \Phi^T K \Phi = \Omega^2 + \Phi^T \Delta K \Phi \quad (4)$$

其中: $\Omega^2 = \text{diag} (\Omega^{(\alpha)})$, ($\alpha = 1, 2, \dots, m$), $\Omega^{(\alpha)}$ 为第 α 个子结构的特征值矩阵。解 M_q 、 K_q 的特征值即得整个结构的固有频率, 对特征向量经 (3) 式回代即得整个结构物理坐标下的固有振型。

2 啮合系统计算模型的建立

在我们分析的结构系统中,各部件间的相互关系为齿轮间的啮合传动,表现为整体结构动力分析时刚度矩阵的变化 ΔK 。在对单个齿轮轴的离散分析中,多用梁单元和板单元。为此,建立了不同结构结点之间的对接关系,称之为梁—梁对接关系、梁—板对接关系和板—板对接关系。将啮合关系简化为沿啮合面法线方向存在一弹簧,弹簧刚度即为啮合刚度,取其为定值,不考虑啮合点位置变化对其的影响。以上述假设为基础,我们推得不同的结构结点之间,关于对接结点上各自由度的刚度矩阵,以一对齿轮为例,其空间几何位置见图 1,它们的空间位置和啮合状态由参数 r_1 、 r_2 、 α 、 θ 、 β 确定。 r_1 、 r_2 为两齿轮的节圆半径, α 为中心连线与子结构分析时整体坐标系 x 轴的夹角, θ 为齿轮的压力角, β 为斜齿轮啮合时的旋转角,弹簧的方位由 α 、 θ 与 β 确定。

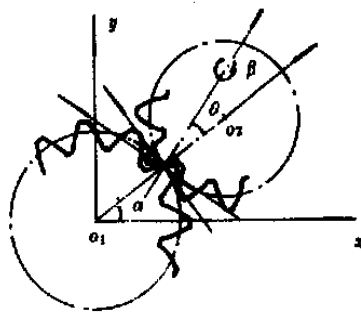


图 1 齿轮啮合状态

2. 1 梁—梁对接关系

在梁—梁对接关系中, o_1 、 o_2 分别为齿轮轴的两个对接结点。啮合关系存在于边缘。在两个结点的 12 个自由度上都有刚度存在,刚度矩阵为 12×12 的方阵,可写成分块形式:

$$EK = \begin{bmatrix} EK_{11} & EK_{12} \\ EK_{21} & EK_{22} \end{bmatrix} \quad (5)$$

EK_{11} 、 EK_{22} 分别对应着 o_1 和 o_2 点上的 6 个自由度。 EK_{12} 、 EK_{21} 为它们的相关刚度,两者互为转置关系,它们的数学表达式为:

$$EK_{11} = K_s \cdot U \quad (6)$$

式 (6) 中 U 为 6×6 的对称矩阵。基中矩阵元素为 $U_{11} = \sin^2(\alpha + \beta) \cos^2\beta$, $U_{12} = U_{21} = -\frac{1}{2} \sin 2(\alpha + \theta) \cos^2\beta$, $U_{13} = U_{31} = -\frac{1}{2} \sin(\alpha + \theta) \sin 2\beta$, $U_{14} = U_{41} = -\frac{1}{2} r_1 \sin(\alpha + \theta) \sin\alpha \sin 2\beta$, $U_{15} = U_{51} = \frac{1}{2} r_1 \sin(\alpha + \theta) \cos\alpha \sin 2\beta$, $U_{16} = U_{61} = -\sin(\alpha + \theta) \cos^2\beta \cos\theta$, $U_{22} = \cos^2(\alpha + \theta) \cos^2\beta$, $U_{23} = U_{32} = \frac{1}{2} \cos(\alpha + \theta) \sin 2\beta$, $U_{24} = U_{42} = \frac{1}{2} r_1 \cos(\alpha + \theta) \sin\alpha \sin 2\beta$, $U_{25} = U_{52} = -\frac{1}{2} r_1 \cos(\alpha + \theta) \cos\alpha \sin 2\beta$, $U_{26} = U_{62} = r_1 \cos(\alpha + \theta) \cos^2\beta \cos\theta$, $U_{33} = \sin^2\beta$, $U_{34} = U_{43} = r_1 \sin\alpha \sin^2\beta$, $U_{35} = U_{53} = -r_1 \cos\alpha \sin^2\beta$, $U_{36} = U_{63} = \frac{1}{2} r_1 \sin 2\beta \cos\theta$, $U_{44} = r_1^2 \sin^2\alpha \sin^2\beta$, $U_{45} = U_{54} = -\frac{1}{2} r_1^2 \sin 2\alpha \sin^2\beta$, $U_{46} = U_{64} = \frac{1}{2} r_1^2 \sin 2\beta \sin\alpha \cos\theta$, $U_{55} = r_1^2 \cos^2\alpha \sin^2\beta$, $U_{56} = U_{65} = -\frac{1}{2} r_1^2 \sin 2\beta \cos\alpha \cos\theta$, $U_{66} = r_1^2 \cos^2\beta \cos^2\theta$ 。 K_s 为两齿轮啮合刚度。

$$EK_{21} = T \cdot EK_{11} \quad (7)$$

式 (7) 中 T 为 6×6 阶矩阵。其中非零元素为 $T_{11} = T_{22} = T_{33} = T_{44} = T_{55} = T_{66} = -1$, $T_{43} = (r_1 + r_2) \sin\alpha$, $T_{53} = -(r_1 + r_2) \cos\alpha$, $T_{61} = -(r_1 + r_2) \sin\alpha$, $T_{62} = (r_1 + r_2) \cos\alpha$ 。对 EK_{22} 的计算,只需用 r_2 、 $180^\circ + \alpha$ 、 θ 、 $-\beta$ 分别替代 EK_{11} 表达式中的 r_1 、 α 、 θ 、 β 即可。

2. 2 梁—板对接关系

在梁—板对接关系中, 梁单元结点对应着图 1 中的 o_1 点, 而板单元结点则位于与啮合点重合的另一子结构上, 在梁—板对接关系中, EK 为 9×9 的方阵, 分别对应着 o_1 点上的 6 个自由度和另一齿轮轴上位于啮合点处结构节点上的 3 个线位移自由度 (线弹簧)。按梁—梁对接关系中的分块方法, 取同样的记号, 则 EK_{11} 与梁—梁对接关系中的一样, EK_{22} 为 3×3 方阵对应于 EK_{11} 的前 3 行和前 3 列的元素, EK_{21} 则为梁—梁对接关系中 EK_{21} 的前 3 行的元素, 具体形式为下: $EK_{21} = T_1 \cdot EK_{11}$ 。 T_1 为一 3×6 的矩阵, 由梁—梁对接关系中的 T 矩阵的前 3 行组成。

2. 3 板—板对接关系

板—板对接关系中对接结点的双方都是板单元的结点, 均位于与啮合点相重合的各齿轮轴的结构结点上, 这时的刚度矩阵 EK 为 6×6 的方阵, 对应着两个结点的全部 6 个线位移自由度, 对转动自由度的考虑与梁—板对接关系中对板单元结点的考虑一样。采用同样的分块方法和记号, 容易地写出它们的表达式; 事实上, 它们就是梁—梁对接关系中对应项的行和列的元素, 并有如下关系: $EK_{22} = EK_{11}$, $EK_{21} = EK_{12} = -EK_{11}$ 。 EK_{11} 取式 (6) 中的前 3 行和前 3 列元素。

3 $\Phi^T \Delta K \Phi$ 的计算

在第 1 节的分析中, 我们已知 $\Phi^T \Delta K \Phi$ 的计算是整个分析过程的关键之一。为说明方便记 $\Phi^T \Delta K \Phi$ 为 S , 并按子结构号对其进行分块。 S_{II} 表示行块为第 I 个子结构, 列块为第 J 个子结构对应的子块。假设在第 I 个子结构和第 J 行个子结构间有一啮合关系存在, 其刚度矩阵为 EK (见式 (5))。经矩阵分块运算, 最终可得:

$$s_{II} = \Phi^{(I)T} EK_{11} \cdot \Phi^{(I)}$$
$$s_{IJ} = \Phi^{(I)T} EK_{12} \cdot \Phi^{(J)}$$
$$s_{JI} = \Phi^{(J)T} EK_{21} \cdot \Phi^{(I)}$$
$$s_{JJ} = \Phi^{(J)T} EK_{22} \cdot \Phi^{(J)}$$
$$s_{IJ} = S_{JI}^T$$
式中 $\Phi^{(I)}$ 和 $\Phi^{(J)}$ 为 $\Phi^{(I)}$ 和 $\Phi^{(J)}$ 的一部分, 对应着对接结点自由度上固有振型的值, 对任一啮合关系, 都有其相应的 s_{II} 、 s_{IJ} 、 s_{JI} 、 s_{JJ} 值。又由于 I 和 J 的任意性, 我们便可求得所有啮合关系对应的 S 值, 将矩阵叠加, 便可求得整个结构的 S 值。

4 算例分析和实际结构的计算

根据以上计算方案, 计算了一个由 3 根齿轮轴组成的啮合系统, 结构见图 2。齿轴为直齿

表 1 三齿轮轴啮合系统的前 10 阶固有频率 (单位: Hz)

阶 次	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
本文解	106. 5	107. 4	135. 4	151. 9	162. 5	177. 1	259. 4	514. 6	518. 0	904. 3
有限元解	106. 1	107. 5	135. 2	151. 8	162. 5	17741	259. 5	514. 6	518. 6	904. 3

啮合。三轴半径分别为 0. 02m、0. 03m 和 0. 02m。齿轮的质量为 10kg, 转动惯性为 $5. 5 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 两对齿轮的节圆半径分别为 0. 15m、0. 10m 和 0. 20m、0. 20m。三轴为同一材料, 取弹性常数 $E = 2. 1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$, 泊松比 $\nu = 0. 3$, 质量密度 $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ 。对 3 根轴均以 0. 1m 为单元长度, 用梁单元离散结构, 取前 6 阶模态, 求得整体结构的前 10 阶固有频率和振型, 与整体有限元计算的结果相比误差甚小, 见表 1。齿轮轴间的啮合刚度 $K_s = 3. 0 \times 10^9 \text{ N/m}$ 。

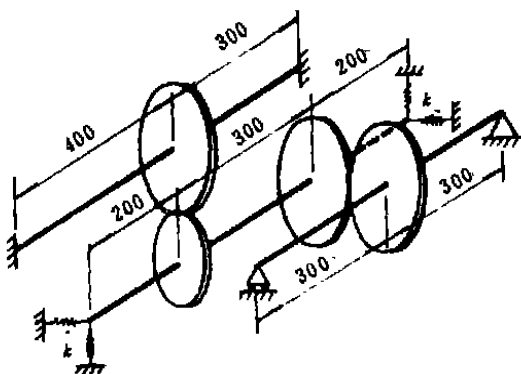


图 2 三齿轮啮合系统

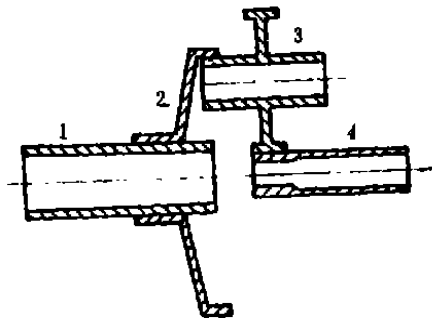


图 3 某型发动机减速传动系统结构

某型航空发动机减速传动系统结构示意图见图 3。它共有 6 个部件组成，分别是输出轴 1、转接盘 2、三个恒星分流轴 3 和输入轴 4。三个恒星分流轴呈 120° 等分布置，与转接盘啮合。对输入、输出轴以梁单元为基本单元，对恒星分流轴以板单元为基本单元。结构的边界条件加在相应子结构的结构结点上，每个子结构保留前 10 阶主模态作为结构综合时的位移基。根据前面建立的啮合关系的计算模型，可以容易地给出各子结构间的啮合关系。在输出轴与转接盘之间原结构为套齿连接，输出轴上的对接点为梁单元结点，转接盘上的对接点为板单元结点，整个套齿离散为 18 个梁—板对接关系。转接盘与每个恒星分流轴之间有 2 个板—板对接关系。每个恒星分流轴与输入轴之间有 2 个梁—板对接关系，把这些信息和它们的啮合刚度送入综合程序中，可得整个结构的动力特性参数，系统的前 8 阶固有频率 (Hz) 依次为：239.7、366.0、380.1、522.3、591.7、798.6、906.9、1032。

4 结 论

本文提出的结构分析方法可用于一般结构的动力修改再分析计算。对于弱耦合关系的结合结构更为适用，较之直接的有限元分析可较大地提高效率。对于具有象恒星分流轴那样的相同部件并联的系统，效率更为突出。建立的几种啮合关系模型可以处理一般的啮合传动系统，解决了由于啮合关系的存在而引起的数值分析时的建模困难。此外，应用本方法可以方便地研究啮合刚度的变化对整体结构动态特性的影响。

参 考 文 献

- 1 Hurty W C. Dynamic Analysis of Structural System Using Component Modes. AIAA Journal, 1965, 3 (1): 678–685
- 2 王文亮, 杜作润. 结构振动与动态子结构方法. 上海复旦大学出版社, 1985
- 3 Chuanrong Z, Yimin B. Structural Modification and Vibration Reanalysis. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1990, 83 (2): 99–108

(责任编辑 朱梓根)

DYNAMIC ANALYSIS OF A GEAR DRIVE SYSTEM IN AEROENGINE

Yuan Xiangdong and Zhou Chuanrong

(*Nanjing Aeronautical Institute*)

ABSTRACT

A new technique of structural dynamic analysis especially for analysis of gear drive system has been developed, which combines the principle of substructure analysis with the idea of structure modification. Meanwhile the gear stiffness model about the degrees of the freedom of the structure node in which the gear relation exists has also been established. It has the advantages of both the method of substructure analysis and vibration reanalysis of modified structure. The natural frequencies and modes calculated by the program written by author are in quite good agreement with the results calculated by finite element method.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON PATTERNED BLADES OF COMPRESSOR

Miao Runtian, Wang Liangui, Qian Luhong

(*Shenyang LIMING Engine Manufacturing Company*)

Tang Zhiming and Gao Ge

(*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

ABSTRACT

The presented experimental investigation on patterned blades of compressor opens up a new way for improving performance of compressor. The experiments were carried out with a HP compressor of a twin-spool turbojet engine in a multistage compressor rig. The HP compressor consists of three stages (named the 4th, 5th and 6th stage). Two kinds of pattern presented in the paper, as two design, are all engraved on the surfaces of the existent 4th and 5th stage stator blades. The pattern I is 45° cross grooves and the pattern II is streamwards grooves. The experimental data of the efficiency η and surge margin SM are listed below as compared with the reference compressor for uniform inlet flow:

$\bar{n}$	Pattern I		Pattern II	
	$\Delta\eta$ (%)	ΔSM (%)	$\Delta\eta$ (%)	ΔSM (%)
0.9	+ 2.5	+ 2.2	+ 3.5	+ 1.3
1.0	+ 2.9	- 0.1	+ 3.1	+ 2.8
1.05	+ 1.1	- 2.1	+ 3.7	+ 3.3
1.1	+ 1.2	- 3.0	+ 1.9	+ 3.6

The performance with circumferential distorted inlet flow is kept the same with the reference compressor. The above experimental results show that the efficiencies and surge margins of the compressor with appropriately patterned stator blades can increase significantly.