

文章编号: 1000-8055(2008)07-1323-05

航空发动机静不定转子支撑载荷的有限元分析

金向明^{1,2}, 高德平¹, 蔡显新², 郭小军², 谢峻岭²

(1. 南京航空航天大学 研究生院, 南京 210016;

2. 中国航空动力机械研究所, 株洲 412002)

摘 要: 应用平面应力单元和傅立叶环单元耦合的有限元法对航空发动机静不定转子支撑惯性载荷进行计算, 解决了传统的材料力学方法求解静不定转子支撑惯性载荷时的两个缺陷, 即当支座和轴承的耦合刚度不可忽略时, 很难建立正确的变形协调条件以及当转子不存在明显的轴的特征时, 采用梁的弯曲理论将导致较大的误差, 同时, 该方法将复杂的三维问题转化为二维问题, 计算工作量小, 速度快, 精度及效率高。

关 键 词: 航空发动机; 静不定转子; 惯性载荷; 有限元分析

中图分类号: V231.9

文献标识码: A

Finite element analysis of inertial load of the statically indeterminate rotor stay bearing

JIN Xiang-ming^{1,2}, GAO De-ping¹, CAI Xian-xin², GUO Xiao-jun², XIE Jun-ling²

(1. Graduate School, Nanjing University of Aeronautics And Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. China Aviation Powerplant Research Institut, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: A finite element by coupling plane stress element with Fourier ring element was used in the calculation of the inertial load of the statically indeterminate rotor stay bearing. This settled two flaws in classical material mechanics, which made it difficult to establish correct deformation compatibility condition when the coupling stiffness of support and shaft bearing could not be ignored, and, bigger error in using beam theory was likely caused in the case of absence of shaft character for the rotor. At the same time, because this method transforms the complex three-dimensional question into two-dimensional question, the workload of calculation is smaller, calculating time is shorter, precision and efficiency is higher.

Key words: aero-engine; statically indeterminate rotor; inertial load; finite element analysis

航空发动机压力平衡系统需要提供推力轴承合适的轴向载荷, 以确保轴承在发动机工作包线内不发生滑动破坏, 而确定工作包线内合适的轴向载荷的重要依据之一就是轴承的径向载荷, 因为轴承的径向载荷是额定转速下滚子与跑道保持不脱开所需最小轴向力的决定性影响因素^[1]。在现代航空发动机中转子轴向一般为静定结构, 而径向采用静不定结构的则屡见不鲜。传统的计算

静不定转子主轴承惯性载荷的方法为《航空发动机设计手册》^[2]所描述的材料力学方法, 一般是将转子当作梁来处理, 而轴承则视其不同的结构形式, 例如, 球轴承或滚棒轴承, 将它们分别当作固定铰和活动铰, 再利用梁的弯曲理论建立适当的变形协调条件, 最后通过联立平衡方程求解铰支座的支撑反力即得轴承的载荷。这种传统的材料力学方法有两个很大的缺陷, 第一个缺陷是当支

收稿日期: 2007-06-18; 修订日期: 2007-08-20

作者简介: 金向明(1970-), 男, 安徽无为, 人, 博士, 中国航空动力机械研究所高级工程师, 主要从事航空发动机结构强度研究。

座和轴承的耦合刚度不可忽略时,很难建立正确的变形协调条件(例如,图 1 所示的某型机动力涡轮柔性转子),从而导致求解结果误差很大;第二个缺陷是当转子不存在明显的轴的特征时(例如,图 2 所示的通过盘、螺栓的直接连接而成的某型机高、低压转子),采用梁的弯曲理论将导致较大的误差。

针对上述问题,本文应用平面应力单元和傅立叶环单元耦合的有限元算法对航空发动机静不定转子支撑惯性载荷进行计算,通过该方法可以解决上述传统的材料力学方法存在的缺陷,获得满意的结果。该法的主要优点是:①可以精确模拟叶片、盘、轴等的质量分布,使求解转子的变形更加精确,从而静不定转子主轴承的载荷也更加精确;②不需要假设条件(例如,梁的假设),误差小;③不需要建立静不定问题的变形协调条件,避免了当支座和轴承的耦合刚度不可忽略时,建立正确的变形协调条件的困难;④采用半解析有限元法,精度高;⑤复杂的三维问题转化为二维问题,计算工作量小,速度快,效率高。

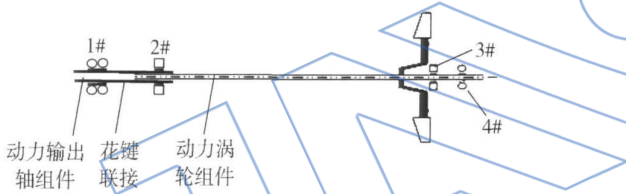


图 1 某型机动力涡轮转子结构简图
Fig. 1 Structure of one certain turbine rotor

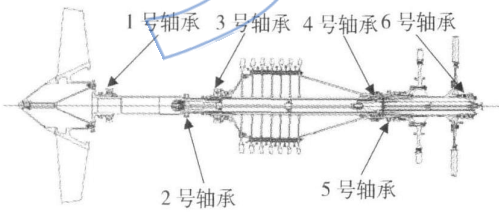


图 2 某型机高、低压转子结构简图
Fig. 2 Structure of one certain compressor and turbine rotor

1 平面应力单元和傅立叶环单元耦合的有限元算法

1.1 算法概述

傅立叶环单元是利用结构的轴对称性,将周向变量(载荷和位移)以傅立叶级数展开,并在子午面内离散化,从而将三维问题转化为若干个二维问题,即用半解析法求解三维轴对称结构问

题^[3]。平面应力单元和傅立叶环单元同属二维单元,两者耦合可使结构上具有非轴对称特性的平面应力单元和具有轴对称特性的环单元在边界上沿半径方向和轴向协调。在对发动机结构进行分析时,对于盘、轴等轴对称结构采用环单元模拟,叶片等非轴对称结构采用平面应力单元进行模拟,轴承采用弹簧单元模拟。这样可以通过平面应力单元和傅立叶环单元的耦合将叶片的惯性力传到盘上,同时近似地将叶片的刚度作用于轮盘上,再利用半解析有限元法求出转子在支撑处的变形,从而求出轴承的惯性载荷。

1.2 载荷及位移的傅立叶表达

对于三维轴对称结构受到的非轴对称载荷可分解为关于某个子午面的正对称载荷和反对称载荷^[4]。飞机机动飞行时转子受到的惯性载荷多为正对称载荷,例如,三向过载、陀螺力矩及角加速度引起的惯性力矩就是正对称载荷。

对于正对称载荷,节点力 (F_r, F_a, F_t) 和节点位移 (u, v, w) 可分别表达为

$$\left. \begin{aligned} F_r &= \sum_m^N F_{rm}(r, z) \cos m\theta \\ F_a &= \sum_m^N F_{am}(r, z) \cos m\theta \\ F_t &= \sum_m^N F_{tm}(r, z) \sin m\theta \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} u &= \sum_m^N u_m(r, z) \cos m\theta \\ v &= \sum_m^N v_m(r, z) \cos m\theta \\ w &= \sum_m^N w_m(r, z) \sin m\theta \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中 N - 傅立叶级数展开式的项数;

u - 径向位移;

v - 轴向位移;

w - 周向位移;

下标 r, a, t - 分别表示径向、轴向、周向。

1.3 单元刚度矩阵

对于正对称载荷,节点力及位移的展开式见式(1)、式(2)。对第 m 项而言

$$\begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} = [N](\delta_m)^e = [[N]_1 \cdots [N]_n] \{\delta_m\}^e \quad (3)$$

式中

$$[N]_i = \begin{bmatrix} N_i \cos m\theta & 0 & 0 \\ 0 & N_i \cos m\theta & 0 \\ 0 & 0 & N_i \sin m\theta \end{bmatrix} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (4)$$

其中 n - 单元节点数.

由(4)式通过几何方程和物理方程即可求出单元刚度矩阵.

1.4 等效节点力

陀螺力矩及角加速度引起的惯性力矩,径向平动过载引起的横向力都是正对称载荷,此时,以上诸式中取 $m = 1$.

1) 弯矩转换为等效集中力

设弯矩所作用的节点半径为 R_m ,弯矩为 M ,根据虚功原理可推得等效节点力 $F_{eq,a}$ 为

$$F_{eq,a} = \frac{M}{R_m} \quad (5)$$

2) 横向体积力

横向体积力是由平动过载引起,根据虚功原理可推得等效节点力 F_{eq} 为

$$\{F_{eq}\} = \alpha \rho \int \int N^T \begin{bmatrix} \cos^2 \theta \\ 0 \\ \sin^2 \theta \end{bmatrix} r dr dz d\theta \quad (6)$$

式中 α - 平动过载系数;

ρ - 材料密度.

3) 陀螺力矩引起的体积力

陀螺力矩引起的体积力的等效节点力 $F_{eq,i}$ 为

$$F_{eq,i} = \frac{M_i}{R_{Mi}} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (7)$$

其中

$$M_i = 2\pi \rho \int \int [N]_i r^2 dr dz \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (8)$$

式中 M_i - 作用于每个节点上的陀螺力矩; R_{Mi} - i 节点的半径; ω - 自转角速度; Ω - 进动角速度.

1.5 平面应力单元和傅立叶环单元耦合

叶片采用平面应力单元模拟,盘、轴等类似轮体采用傅立叶环单元模拟,在交界处叶片与轮体结构具有相同的节点划分.图3为这种分析模型的示意图.

其中 A 为轮体、轴等轴对称结构, C 为叶片结构, B 为两者的交界.本文中近似处理的方法为:

1) 叶片与轮体在交界面上沿径向轴向位移相同,由此近似地保证叶片和轮体在边界面上的位移协调性;

2) 叶根各节点沿周向的平动位移及各转动

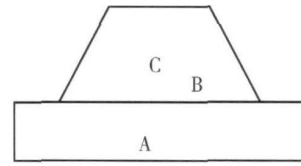


图3 分析模型示意图

Fig 3 Abridged general view of analysis model

位移均为零.

设 μ_A, f_A 分别为轮体内部节点的位移向量和载荷向量, μ_C, f_C 分别为叶片内部节点的位移和载荷向量, μ_B, f_B 分别为交界面上节点的位移向量和载荷向量.现将叶片和轮体分隔开来分别考虑.对于轮体而言,其上所受的载荷可分别为两大类:①叶片给予的节点力;②除叶片作用的节点力之外的所有其它轴对称力,如离心力、轴向力及温度载荷等.

对于载荷②可列出轮体的平衡方程

$$[A] \begin{bmatrix} \mu_{A2} \\ \mu_{B2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mu_{A2} \\ \mu_{B2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{A2} \\ f_{B2} \end{bmatrix} \quad (9)$$

对于上式,由于 f_{A2}, f_{B2} 均已知,因而可直接求解 μ_{A2}, μ_{B2} .

对于载荷①可列出轮体的平衡方程

$$[B] \begin{bmatrix} \mu_{A1} \\ \mu_{B1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mu_{A1} \\ \mu_{B1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ f_{B1} \end{bmatrix} \quad (10)$$

其中在位移和载荷向量中的下标“1”和“2”分别对应于载荷①和②,轮体的总位移为

$$\mu_A = \mu_{A1} + \mu_{A2}, \mu_B = \mu_{B1} + \mu_{B2} \quad (11)$$

对于叶片可列出平衡方程

$$[C] \begin{bmatrix} \mu_B \\ \mu_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_B \\ f_C \end{bmatrix} \quad (12)$$

设叶片数为 m ,由力的平衡条件有

$$f_{B1} = -m f'_{B1} / (2\pi r) \quad (13)$$

式中 r - 径向坐标.

式(13)两端同乘 $m/2\pi r$,从而得

$$[C] \begin{bmatrix} \mu_B \\ \mu_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mu_B \\ \mu_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -f_B \\ f_C \end{bmatrix} \quad (14)$$

这里采用轴对称环单元形成系数矩阵 $[A]$,采用周向变量由傅立叶级数表示的半解析有限元,取周向波数为 m ,形成系数矩阵 $[B]$.

将(11)式中的第二个式子代入式(14),再将式(14)与式(10)合并得

$$\begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & 0 \\ b_{21} & b_{22} + c_{11} & c_{12} \\ 0 & c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mu_{A1} \\ \mu_{B1} \\ \mu_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -f_B - c_{11} \mu_{B2} \\ f_C - c_{21} \mu_{B2} \end{bmatrix} \quad (15)$$

求解式(15)得 μ_{A1} , μ_{B1} , μ_C , 再由式(12)可得 μ_A 及 μ_B . 至此, 整个结构的位移即可求得, 由此, 再利用支撑刚度即可求出支撑载荷.

2 对比算例

应用平面应力单元和傅立叶环单元耦合的有限元算法, 采用 C++ 和 FORTRAN 语言编制了有限元计算软件 FEELA (界面见图 4), 对典型静不定梁 (结构及外载荷见图 5, 支撑刚度及材料性能数据见表 1, 表 2) 支撑载荷进行了计算, 并与传统的材料力学方法以及有限元分析商业软件 NASTRAN 的三维计算结果进行了对比 (见表 3). 结果表明, 该方法的计算结果与 NASTRAN 的计算结

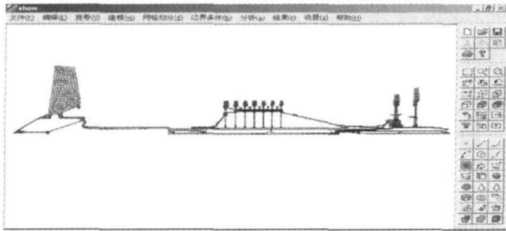


图 4 计算软件界面图
Fig4 Interface of software

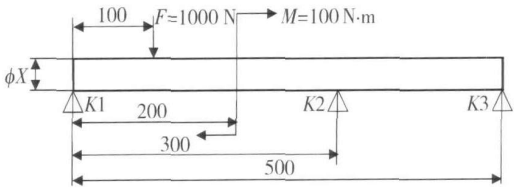


图 5 典型静不定梁结构及载荷示意图

Fig 5 Abridged general view of typical statically indeterminate beam and loads

表 1 支撑刚度(单位: N/m)

Table 1 Stiffness of stay bearing (Unit: N/m)

	1 #	2 #	3 #
工况 1	1.0×10^{11}	1.0×10^{11}	1.0×10^{11}
工况 2	2.0×10^7	4.0×10^6	3.0×10^8

表 2 材料性能

Table 2 Performance of material

密度 ρ (kg/m ³)	弹性模量 E /GPa	泊松比 μ
8 000	200	0.3

表 3 各种计算结果的对比

Table 3 Comparison of calculation result

结构 (ϕX)	工况	材料力学结果/N			NASTRAN 计算结果/N			FEELA 软件计算结果/N		
		1 #	2 #	3 #	1 #	2 #	3 #	1 #	2 #	3 #
$\phi 100$	工况 1	- 276.6	- 808.5	85.1	- 294.2	- 764.4	58.6	- 294.0	- 765.1	59.0
	工况 2	- 583.1	- 42.2	- 374.7	- 577.4	- 56.5	- 366.1	- 577.3	- 56.8	- 365.9
$\phi 50$	工况 1	- 277.8	- 805.6	83.4	- 281.6	- 796.0	77.6	- 281.1	- 797.2	78.3
	工况 2	- 634.0	85.0	- 451.0	- 540.7	- 148.2	- 311.1	- 540.4	- 149.0	- 310.6
$\phi 20$	工况 1	- 277.8	- 805.4	83.3	- 278.2	- 804.5	82.7	- 278.6	- 803.5	82.1
	工况 2	- 216.1	- 959.9	175.9	- 322.1	- 694.8	16.9	- 322.2	- 694.5	16.7
$\phi 5$	工况 1	- 277.8	- 805.4	83.3	- 277.8	- 805.6	83.4	- 277.8	- 805.5	83.3
	工况 2	- 277.6	- 805.9	83.6	- 277.9	- 805.1	83.1	- 278.0	- 805.0	83.0

果非常接近, 而传统的材料力学方法的计算结果在支撑刚度不可忽略以及非泊努利梁时存在较大的误差.

3 应用实例

利用该方法对下述两个转子实例的支撑惯性载荷进行了计算, 计算结果 (叠加了气动载荷) 在发动机型号的研制中得到了应用.

实例 1: 某型机动力涡轮转子结构见图 1 所示, 此转子为柔性转子, 径向为静不定结构.

动力输出轴组件的前支承是双列球轴承即 1 # 轴承, 后支承是圆柱滚子轴承即 2 # 轴承, 动力涡轮轴前支承是圆柱滚子轴承即 3 # 轴承, 后支承是带安装边的角接触球轴承即 4 # 轴承. 动力输出轴组件与动力涡轮轴通过花键联接传递扭矩.

有限元模型及在陀螺力矩作用下的变形图见图 6,由支撑处变形再通过支撑刚度即可求出支撑载荷,计算参数及结果见表 4.

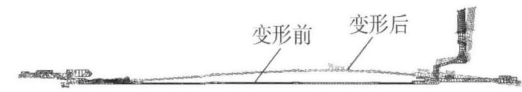


图 6 有限元模型及变形图

Fig 6 Finite element model and deformation

模型共包含 1 016 个四边形 8 节点单元,共计 3 818 个节点.

表 4 计算时所用参数及结果

Table 4 Parameter and result

支撑号	支撑刚度/ 10 ⁶ (N/ m)	转子自转角 速度/ (r/ min)	转子进动角 速度/ (rad/ s)	支撑载荷/ N
1	68			331
2	3. 8			- 632
3	7	20 000	2. 5	- 2 443
4	13			2 744

实例 2:某型机高、低压转子结构简图如图 2 所示,此转子径向亦为静不定结构. 其中 1 号、3 号为球轴承,2 号、4 号、5 号、6 号为滚棒轴承,两个转子间有一轴间轴承,即为 4 号轴承. 此转子的特点是高压转子直接由盘通过螺栓连接而成,不存在明显的轴的特征.

有限元模型及在陀螺力矩作用下的变形图见图 7,由支撑处变形再通过支撑刚度即可求出支撑载荷,计算参数及结果见表 5.

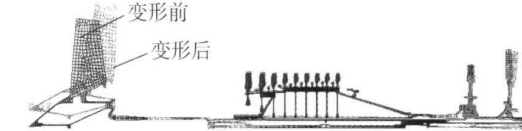


图 7 有限元模型及变形图

Fig 7 Finite element model and deformation

模型共包含 6 227 个四边形 8 节点单元,共计 23 141 个节点.

在上述两个实例中,对于盘、轴等轴对称结构采用环单元模拟、叶片等非轴对称结构采用平面

应力单元进行模拟,支座和轴承的耦合刚度用弹簧单元模拟.

表 5 计算时所用参数及结果

Table 5 Parameter and result

支撑号	支撑刚度/ 10 ⁶ (N/ m)	转子自转角 速度/ (r/ min)	转子进动角 速度/ (rad/ s)	支撑载荷/ N
1	55			- 5 285
2	130	高压转子 18 000		5 251
3	7. 5		1. 0	- 2 069
4	110	低压转子 10 000		1 303
5	130			765
6	5. 5			1 338

4 结束语

本文应用平面应力单元和傅立叶环单元耦合的有限元算法对航空发动机静不定转子支撑惯性载荷进行了计算,解决了传统的材料力学方法求解静不定转子主轴承惯性载荷时的两个缺陷,即当支座和轴承的耦合刚度不可忽略时,很难建立正确的变形协调条件以及当转子不存在明显的轴的特征时,采用梁的弯曲理论将导致较大的误差,同时,该方法将复杂的三维问题转化为二维问题,计算工作量小,速度快,效率高.

另外,应用该方法及其软件可以将机匣和转子一起建立整机有限元模型,这样可以扩大求解用途,例如,可以求解更真实的支撑耦合刚度及更准确的发动机零部件冷热态换算.

参考文献:

[1] 贾群义. 滚动轴承的设计原理与应用技术[M]. 西安:西北工业大学出版社, 1991.

[2] 《航空发动机设计手册》总编委会编. 航空发动机设计手册第 17 册[M]. 北京:航空工业出版社, 2001.

[3] 熊昌炳. 航空发动机强度设计、试验手册第一篇第四章. 轴类零件的强度计算[M]. 北京:第三机械工业部第六研究院, 1980.

[4] 《航空发动机设计手册》总编委会编. 航空发动机设计手册第 18 册[M]. 北京:航空工业出版社, 2001.