

文章编号: 1000-8055(2007)02-0332-05

涡轴发动机叶片调节机构 设计及应用

贺 飞, 陈国智, 温 泉, 石 林
(中国航空动力机械研究所, 株洲 412002)

摘 要: 针对涡轴发动机叶片调节机构运动关系复杂, 采用齐次坐标分析法结合 Matlab 软件推导运动方程的设计方法, 并通过优化计算得出构件尺寸. 采用该方法, 对某型发动机叶片调节机构进行改进设计, 调节精度达到设计目标.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 轴流压气机; 叶片调节机构; 结构设计; 齐次坐标

中图分类号: V231.9 **文献标识码:** A

Design of the control mechanism for the multistage axial compressor variable vane

HE Fei, CHEN Guozhi, WEN Quan, SHI Lin
(China Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: The motion of the variable vane assembly of turbo shaft engine is complicated. The kinetic equation of variable vane assembly was deduced using the method of homogeneous coordinates analysis and Matlab software. The dimensions of variable vane assembly components were optimized. This newly developed method was applied to the design of an engine's variable vane assembly. The calculated results were compared with the simulation result of CATIA. It shows the accuracy of control satisfies the design requirement.

Key words: aerospace propulsion system; axial compressor; variable vane assembly; homogeneous coordinates

为使压气机在一个相对较宽的工作范围内获得较佳的性能, 压气机通常设计成前几级静子叶片可调^[1], 同时为减轻压气机重量和减小空间, 多级叶片调节机构通常设计成由一个主动件驱动多排叶片按不同角度变化规律转动的联调机构. 涡轴发动机受结构尺寸限制, 调节机构常设计成结构紧凑以空间运动为主的运动机构. 文献[2]给出了调节机构的运动方程, 该方程主要针对以平面运动为主的叶片调节机构, 方程推导时将部分空间运动近似成平面运动处理, 因而此方程不能处理涡轴发动机此类以空间运动为主的叶片调节机

构问题. 本文以齐次坐标分析法为基础, 推导典型结构形式的涡轴发动机调节机构运动方程, 通过优化计算得出关键构件的结构尺寸.

1 涡轴发动机叶片调节机构的结构形式

涡轴发动机叶片调节机构是一套空间连杆机构, 主要由可调叶片、摇臂、联动环、操纵杆、液压作动筒等部分组成. 图 1 是一套典型的两级叶片调节机构的示意图, 作动筒沿自身轴线作往复运

动, 通过主动杆带动操纵杆转动, 操纵杆通过连杆协调两级联动环转动, 从而实现各级叶片按不同规律联动. 调节机构的设计难点在于每一级叶片在同一作动筒行程下需实现不同的角度调节规律.

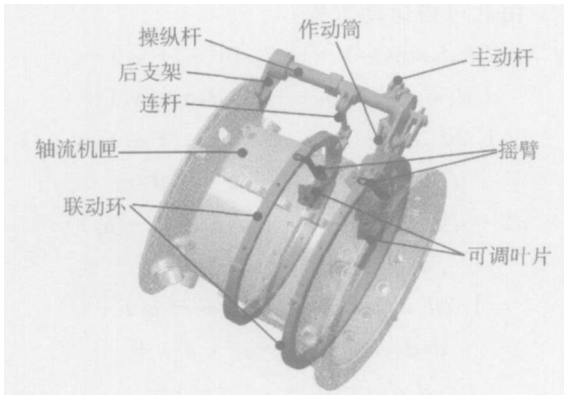


图 1 调节机构

Fig. 1 Variable vane assembly

2 齐次坐标分析法

叶片调节机构涉及结构参数较多, 本文采用齐次坐标分析法^[3-5]结合 Matlab 软件符号运算功能推导运动方程. 齐次坐标将笛卡尔坐标扩展中四维空间, 空间点表示为 $[x_1, x_2, x_3, x_4]^T$, x_4 一般取常数 1, x_1, x_2, x_3 分别对应笛卡尔坐标中的 x, y, z . 这样坐标变换矩阵 T 就可以写成一个方阵, 便于进行矩阵运算.

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} x'_1 \\ x'_2 \\ x'_3 \\ x'_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_1 & l_2 & l_3 & r_1 \\ m_1 & m_2 & m_3 & r_2 \\ n_1 & n_2 & n_3 & r_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x'_1 \\ x'_2 \\ x'_3 \\ x'_4 \end{bmatrix} \quad (1)$$

(1) 式表示空间一点在两个齐次坐标系中的相互关系, 其中 $l_1, m_1, n_1, \dots, l_3, m_3, n_3$ 为 $o'x'y'z'$ 系中各轴相对 $oxyz$ 系各轴的方向余弦, r_1, r_2, r_3 为 o' 点在 $oxyz$ 系中的位置.

变换矩阵 T 可以写成平动矩阵和转动矩阵乘积的形式, 在此基础上确定几个基本变换矩阵: 沿 x, y, z 轴平动的平动矩阵 $Trans(a, b, c)$, 沿 x, y, z 轴转动的转动矩阵 $Rot(x/y/z', \theta)$. 变换矩阵 T 就可以分解成几个基本变换求得.

$$Trans(a, b, c) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a \\ 0 & 1 & 0 & b \\ 0 & 0 & 1 & c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned} Rot(x, \theta) &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ Rot(y, \theta) &= \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & \sin \theta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin \theta & 0 & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ Rot(z, \theta) &= \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2)$$

T_{ij} 表示由坐标系 i 到坐标系 j 的变换矩阵, 变换矩阵可逆:

$$T_{ij} = T_{ji}^{-1} \quad (3)$$

对于闭链结构有:

$$T_{01}T_{12}T_{23} \dots T_{ij}T_{j0} = I (I \text{ 为单位矩阵}) \quad (4)$$

在各杆件相连的运动副处建立相应的坐标系, 利用 (1) ~ (4) 建立各坐标系之间的联系, 通过 Matlab 矩阵运算得出运动方程.

3 涡轴发动机叶片调节机构典型结构运动方程

图 1 结构为涡轴发动机双级叶片调节机构典型结构形式, 其运动机构由叶片-联动环、联动环-操纵杆、操纵杆-作动筒三个闭链机构构成. 0 级和 1 级结构类似, 各部分方程对于 0 级和 1 级是通用的. 文中采用的坐标系均遵循右手定则.

3.1 叶片-联动环部分

图 2 结构中摇臂绕导叶轴线转动且没有轴向位移, 摇臂带动联动环转动, 联动环转动的同时还可以沿发动机轴线方向作平动.

坐标系 0 为固定坐标系, 坐标系 1 为与摇臂一起旋转的动坐标, 坐标系 2 为与联动环共同转动的动坐标, 其中 d_0, d_1, d_2, α_1 为已确定量, 摇臂转角 α_1 为整个机构的驱动, d_3, d_4, α_2 为待求变量. 确定坐标变换矩阵如下:

$$T_{01} = Trans(0, -d_0, 0)Rot(x, 90^\circ)Rot(z, \alpha_1) \quad (5)$$

$$T_{02} = Trans(0, 0, d_4)Rot(z, \alpha_2) \quad (6)$$

关节轴承的中心点在坐标系 1 中的齐次坐标为 $[0, d_1, d_2, 1]^T$, 在坐标系 2 中的齐次坐标为 $[0, -d_3, 0, 1]^T$, 而在坐标系 0 中为同一坐标, 则有:

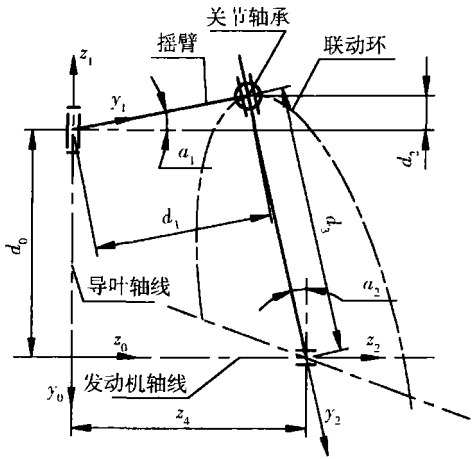


图 2 叶片-联动环结构

Fig. 2 Structure of vane interlocking loop

$$T_{01} \begin{bmatrix} 0 \\ d_1 \\ d_2 \\ 1 \end{bmatrix} = T_{02} \begin{bmatrix} 0 \\ -d_3 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

这样可以得出三个独立方程, 只有三个未知量, 求解得:

$$\begin{aligned} d_4 &= d_1 \cos \alpha_1 \\ \alpha_2 &= -\arctan \left(\frac{d_1 \sin \alpha_1}{d_2 + d_0} \right) \\ d_3 &= \sqrt{(d_1 \sin \alpha_1)^2 + (d_2 + d_0)^2} \end{aligned} \quad (8)$$

3 2 联动环—操纵杆部分

图 3 中联动环与耳环由螺栓连接构成一个整体构件, 这个构件的转动推动连杆运动, 进而带动操纵杆的转动. 图 2 中坐标系 2 与图 3 中坐标系 2 为相关联坐标系, 依靠 d_4 、 d_5 和 α_6 、 α_5 相互联系. 在图 2 中坐标系 2 为动坐标, 而在图 3 中坐标 2 为固定坐标(即不随杆件运动而运动), 图 3 中其余坐标系均为动坐标系, y_3 与 y_2 (发动机正上方)的夹角为 α_3 , α_3 作为输入条件, α_6 为待求变量(即操纵杆旋转的角度), 其他参数由结构尺寸确定或前面叶片——联动环部分求出.

坐标变换矩阵如下:

$$T_{23} = \text{Rot}(z, \alpha_5) \text{Trans}(0, d_8, 0) \quad (9)$$

$$T_{45} = \text{Trans}(0, d_6, 0) \quad (10)$$

$$T_{25} = \text{Rot}(z, \alpha_5) \text{Trans}(0, 0, d_5) \text{Trans}(0, d_7, 0)$$

$$\text{Rot}(x, \alpha) \text{Trans}(0, 0, -d_9) \text{Rot}(z, \alpha_6) \quad (11)$$

$$T_{23} T_{34} T_{45} T_{52} = I \quad (12)$$

$$T_{23} T_{34} T_{45} T_{25}^{-1} = I \quad \text{即: } T_{34} = T_{23}^{-1} T_{25} T_{45}^{-1} \quad (13)$$

由于 T_{34} 的第四列前三个元素分别表示了坐标系 4 的原点在坐标系 3 中的 x 、 y 、 z 值, 由图 3

可知: 这三个元素的平方和即为连杆的长度 d . 利用这个关系可得出联动环——操纵杆部分的运动关系式:

$$T_{34}(1, 4)^2 + T_{34}(2, 4)^2 + T_{34}(3, 4)^2 - d^2 = 0 \quad (14)$$

由此可得运动方程:

$$\begin{aligned} &2d_7d_9\sin(\alpha_7) + d_5d_6\sin(\alpha_6 + \alpha_7) - \\ &d_5d_6\sin(\alpha_6 + \alpha_7) - 2d_5d_9\cos(\alpha_7) + \\ &1/2d_6d_8\cos(-\alpha_3 + \alpha_6 + \alpha_5 + \alpha_7) - \\ &d^2 - d_6d_7\cos(\alpha_6 + \alpha_7) + d_5^2 + \\ &d_6^2 + d_7^2 + d_8^2 + d_9^2 - d_6d_7\cos(\alpha_6 - \alpha_7) - \\ &d_6d_8\cos(\alpha_3 - \alpha_6 + \alpha_5) + \\ &1/2d_6d_8\cos(\alpha_3 + \alpha_6 - \alpha_5 - \alpha_7) + \\ &d_6d_8\cos(-\alpha_3 - \alpha_6 + \alpha_5) + \\ &d_8d_9\sin(\alpha_7 - \alpha_5 - \alpha_7) + \\ &1/2d_6d_8\cos(-\alpha_3 + \alpha_6 + \alpha_5 - \alpha_7) - \\ &d_8d_9\sin(\alpha_3 - \alpha_5 - \alpha_7) - \\ &2d_7d_8\cos(\alpha_3 - \alpha_5) + \\ &1/2d_6d_8\cos(\alpha_3 + \alpha_6 - \alpha_5 - \alpha_7) = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

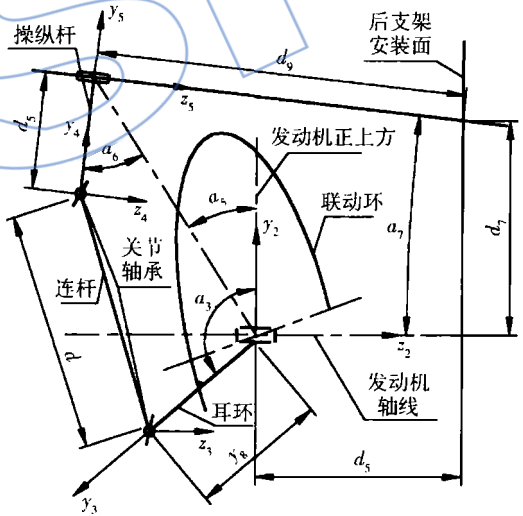


图 3 联动环-操纵杆结构

Fig. 3 Structure of interlocking loop interlocking pole

3 3 操纵杆—作动筒部分

图 4 机构有 3 个活动杆件, 操纵杆、主动杆和作动筒. 操纵杆转动作为驱动, 推动主动杆, 主动杆推动作动筒沿轴线移动, 在实际叶片调节机构运动中, 作动筒作为主动件, 通过杆件的一系列运动最终带动叶片转动, 这与公式推导过程正好相反.

操纵杆—作动筒部分与联动环—操纵杆部分之间的联系由 α_6 与 α_9 的关系确定, 坐标变换关系式:

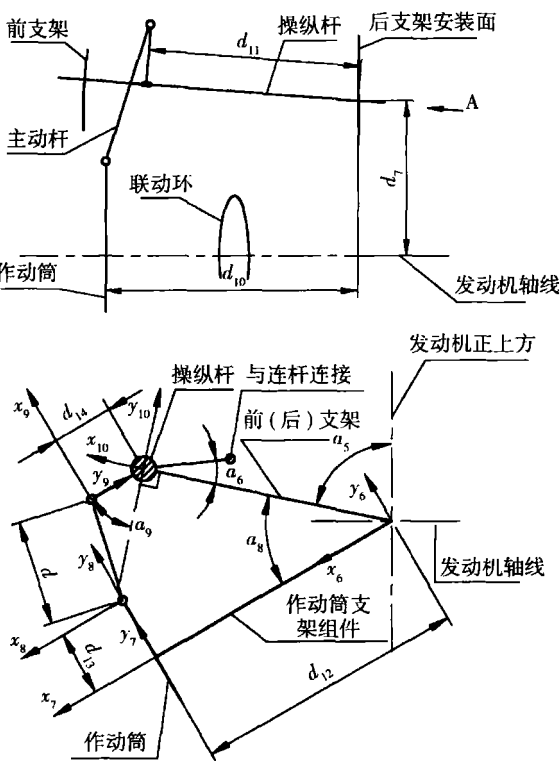


图4 操纵杆—作动筒部分简化示意图
Fig.4 Structure of interlocking pole actuating cylinder

$T_{67} = Trans(d_{12}, 0, 0)$ (16)

$T_{78} = Trans(0, d_{13}, 0)$ (17)

$T_{9,10} = Trans(0, d_{14}, 0)Rot(z, \alpha_9)$ (18)

$T_{6,10} = Rot(z, \alpha_8)Trans(0, 0, -d_{10})$
 $Trans(d_7, 0, 0)Rot(y, \alpha_7)Trans(0, 0, d_{11})$ (19)

$T_{67}T_{78}T_{89}T_{9,10}T_{10,6} = I$ 即: $T_{89} = T_{78}^{-1}T_{67}^{-1}T_{6,10}^{-1}T_{9,10}^{-1}$ (20)

由于 T_{89} 的第四列前三个元素分别表示了坐标系 9 的原点在坐标系 8 中的 x, y, z 值, 参看图 4 可知: 这三个元素的平方和即为主动杆的长度 d , 利用这个关系可得出操纵杆—作动筒部分的运动关系式:

表1 改进设计后调节规律
Table 1 Motion rule after development

进口导叶角度(基准)/($^{\circ}$)	45	31.5	23	11.5	0	-1
第1级静叶拟定规律	30	19.6	13	6.5	0	-1
第1级静叶原设计计算规律	29.9	20.1	14.3	7.0	0.2	-0.5
第1级静叶改进后计算规律	29.8	19.1	13.4	6.3	-0.2	-0.7
原设计计算规律与拟定规律的偏差	0.1	0.5	1.3	0.5	0.2	0.5
改进后计算规律与拟定规律的偏差	0.2	0.5	0.4	0.2	0.2	0.3

$$[\cos(\alpha_8)\cos(\alpha_7)\sin(\alpha_9)d_{14} + \sin(\alpha_8)\cos(\alpha_9)d_{14} + \cos(\alpha_8)\sin(\alpha_7)d_{11} + \cos(\alpha_8)d_7 - d_{12}]^2 +$$
$$[\sin(\alpha_8)\cos(\alpha_7)\sin(\alpha_9)d_{14} - \cos(\alpha_8)\cos(\alpha_9)d_{14} + \sin(\alpha_8)\sin(\alpha_7)d_{11} + \sin(\alpha_8)d_7 - d_{13}]^2 +$$
$$[-\sin(\alpha_7)\sin(\alpha_9)d_{14} + \cos(\alpha_7)d_{11} - d_{10}]^2 - d^2 = 0 \quad (21)$$

叶片调节机构设计的目标是使每一级叶片在同一作动筒行程下实现不同的角度调节规律. 它的主要设计方法是通过确定结构变量建立运动方程, 采用坐标轮换法, 进行迭代计算, 用最小二乘法或者直接比较每个规律路径点角度差值来判断拟合规律程度, 从而得到满足要求的构件尺寸. 对于多级叶片调节机构, 如果同时在各级中选取结构参数作为变量进行联合计算, 则计算规模过大, 设计效率低下. 如果将其中的一级作为基准, 其它级分别与该级进行拟合, 这样在不降低设计精度的前提下, n 个调节机构的设计计算就可以转换为 $n-1$ 个调节机构进行, 从而达到提高设计效率的目的.

4 应用实例

某型涡轴发动机压气机叶片调节机构(图1), 以0级导叶的角度调节规律为基准进行设计, 第1级叶片的角度调节规律与拟定的设计规律最大偏差达到 1.3° , 不能满足设计要求. 为提高调节规律拟合精度, 在0级导叶部分结构保持尺寸不变的前提下, 利用齐次坐标分析法推导出的运动方程, 将第1级叶片的部分结构参数作为变量进行改进设计.

根据所推导的运动方程, 通过程序迭代计算确定变量数值, 最终得到的调节规律见表1. 从表1数据可以看出, 改进设计后一级静叶角度更接近拟定规律, 精度达到了偏差小于 0.5° 的设计要求, 在导叶角度 23° 时, 改进设计后1级角度与拟定规律偏差为 0.4° , 比原设计精度有了明显的提高.

表 2 计算规律与仿真规律对比

Table 2 Comparison between calculation and simulation

序列	0 级角度/(°)	1 级角度/(°)		作动筒长度变化/mm	
		仿真结果	计算结果	仿真结果	计算结果
0	0	0.04	0.06	0	0
1	10.30	6.14	6.24	5.66	5.70
2	19.82	12.12	12.28	11.32	11.33
3	28.78	18.00	18.18	16.98	16.98
4	37.22	23.81	24.02	22.64	22.62
5	45.03	29.72	29.93	28.30	28.24

5 运动仿真

通过 CATIA 软件建立改进设计后的实体模型,进行运动仿真模拟,将仿真结果与计算结果进行对比(表 2)。由表 2 数据可知仿真结果与计算结果基本吻合,其偏差不会引起调节规律精度的明显变化。

6 结 论

- (1) 采用齐次坐标分析法和 Matlab 软件符号运算功能相结合,推导了典型结构的涡轴发动机叶片调节机构运动方程。
- (2) 通过改进设计,得到了可以满足精度要求的调节机构。
- (3) 通过 CATIA 仿真验证了运动方程及计算结果。

(4) 该运动方程可推广应用于其它多级叶片调节机构设计。

参考文献:

[1] 彭泽琰,杜声同,郭秉衡. 航空燃气轮机原理(上册)[M]. 北京:国防工业出版社,1989

[2] 钱笃元. 航空发动机设计手册——压气机[M]. 北京:航空工业出版社,2000

[3] 何雪涛,程源,黄钟,等. 齐次坐标变换在空间机构分析中的应用[J]. 北京化工大学学报,1999

HE Xuetao, CHENG Yuan, HUANG Zhong, et al. Transformation of homogeneous coordinates and its application in the analysis of spatial mechanism[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology, 1999

[4] 朱如鹏. 机械原理[M]. 北京:航空工业出版社,1998

[5] 张启先. 空间机构的分析与综合(上册)[M]. 北京:机械工业出版社,1984