

# 某型燃气轮机一体化叶盘转子系统动力学特性

杨文军<sup>1</sup>, 袁惠群<sup>1</sup>, 寇海江<sup>1</sup>, 李耀铮<sup>2</sup>

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 武汉大学 动力与机械学院, 湖北 武汉 430072)

**摘 要:** 以某型燃气轮机转子系统为研究对象,建立了叶盘转子一体化模型,通过子结构法与整体法所求静频结果的比较,验证了子结构法分析计算过程的准确性和高效性.应用子结构法,考虑离心应力的作用,求解了一体化叶盘转子系统在工作转速下的动频,并与传递矩阵法的计算结果进行了比较,分析了叶片对整体模态的影响.建立了不同展弦比下叶盘系统的模型,探讨了在定宽度和定长度情况下,不同叶片展弦比对系统模态的影响变化规律.研究结果表明:考虑叶片对一体化叶盘转子系统离心刚化的作用,使得研究结果更加接近工程实际,叶片展弦比对系统的振动特性存在较大的影响.研究为某型燃气轮机转子的动力学设计提供了理论依据.

**关 键 词:** 一体化叶盘转子;离心应力;子结构法;模态;展弦比

中图分类号: O 327 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2014)06-0841-05

## Dynamics of Integrated Blade-Disc-Rotor System of the Gas Turbine

YANG Wen-jun<sup>1</sup>, YUAN Hui-qun<sup>1</sup>, KOU Hai-jiang<sup>1</sup>, LI Yao-zheng<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China;  
2. School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China. Corresponding author: YUAN Hui-qun, E-mail: yuan\_hq@163.com)

**Abstract:** An integrated blade-disc-rotor model was established based on a gas turbine rotor system. With the overall and substructure methods, the static frequency was solved. The comparison of two methods shows that the accuracy and efficiency of the substructure method is high. Considering the role of centrifugal stress, dynamic frequency of the integrated blade-disc-rotor system at working speed was solved with the substructure method. Meanwhile, the influence of the blade on the overall modality was analyzed. Finite element models of the blade-disc system were established under different aspect ratios, and the influence of aspect ratio on blade-disc system model was explored in fixed blade width and fixed blade length, respectively. Results indicate that the study is closer to practical engineering when considering the blade centrifugal stiffening effect on the blade-disc-rotor system. The aspect ratio has a great influence on the system vibration characteristics. This research provides theoretical basis for the dynamics design of gas turbine rotor.

**Key words:** integrated blade-disc-rotor; centrifugal stress; substructure method; modality; aspect ratio

燃气轮机作为一类大型的旋转机械,近年来得到了迅猛发展,被广泛应用于航空、航天、水运、交通和电力等各个工业领域.由于在高速的工作环境下其运行易发生失稳,产生强烈振动,因此国内外越来越多学者开始关注燃气轮机转子叶盘系

统的振动特性.

很多学者对燃气轮机转子作了研究,但较少分析叶片对燃气轮机一体化叶盘转子系统动力学特性的影响规律.梅庆<sup>[1]</sup>和关琦等<sup>[2]</sup>使用 SAMCEF/Field 软件的转子动力学分析模块计算了某型燃

气轮机转子的临界转速等,验证了转子系统运行的稳定性及可靠性. Taplak 等<sup>[3]</sup>基于有限元法开发了专用程序软件,对燃气轮机转子系统进行了动态的分析和评价. Lu 等<sup>[4]</sup>考虑了燃气轮机盘轴的接触效应和拉杆预紧力的影响,利用有限元法对其动力学特性进行了分析.

此外,还有一些学者对燃气轮机叶盘系统的振动特性作了研究<sup>[5-7]</sup>. Zhou 等<sup>[8]</sup>研究了燃气轮机单个叶片、涡轮盘和叶盘耦合系统的振动特性,并以具体例子进行了计算和分析. Zhao 等<sup>[9]</sup>基于有限元分析方法对燃气涡轮机叶片盘进行了模态分析,得到了每个自然模式下叶片圆盘的振动特性. Thomas<sup>[10]</sup>建立了带宽弦叶片的盘片耦合系统的基本重复扇区的有限元模型,并采用波传播技术分析了盘片耦合系统的振动特性.

本文对某型燃气轮机叶盘转子一体化建模,考虑离心应力的作用,应用子结构法,求解了其在工作转速下的固有频率,分析了燃气轮机一体化叶盘转子系统的动力学特性,讨论了展弦比对叶盘系统固有频率的影响规律.

### 1 叶盘转子系统的一体化建模

本文研究的是燃气轮机叶盘转子系统的振动特性,所以忽略部分装配设计,主要呈现燃气轮机的叶盘转子部分. 根据某型燃气轮机结构的工程图纸和技术参数,对部分结构进行简化,建立了叶盘转子一体化模型,并考虑了叶片倾角,使得所建模型更加接近实际,具体如图 1 所示.

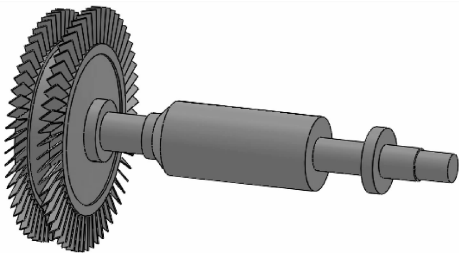


图 1 叶盘转子系统的一体化模型  
Fig. 1 The model of the integrated blade-disc-rotor

燃气轮机叶盘转子系统主轴的材料采用合金钢 40CrNiMoA,弹性模量  $E$  为  $2.09 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ ,密度  $\rho$  为  $7.90 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ,泊松比  $\mu$  为 0.3;叶片和轮盘材料采用高温合金 GH864,弹性模量  $E$  为  $2.09 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ ,密度  $\rho$  为  $7.50 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ,泊松比  $\mu$  为 0.27.

在燃气轮机叶盘转子系统一体化模型基础上,根据结构特征和节点数量将整体划分为 4 部

分子结构,建立燃气轮机叶盘转子系统的子结构有限元模型,具体如图 2 所示.

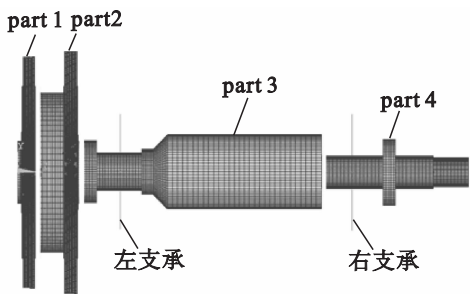


图 2 子结构有限元模型  
Fig. 2 Finite element model of the substructure

燃气轮机叶盘转子 ANSYS 有限元模型采用 8 node solid 185 单元和 10 node solid 187 单元进行建模,支承部分选用弹簧 COMBIN14 单元进行模拟. 弹簧 COMBIN14 单元与叶盘转子连接部分约束径向和轴向位移,留出周向的旋转自由度,而另一端约束其所有自由度.

### 2 考虑预应力的子结构模态分析

子结构技术已成为解决复杂结构动力分析的有效方法,它不仅能够大幅度降低动力方程的数目,且能保证结构分析的精度. 考虑离心应力的动力方程为

$$M_i \ddot{q}_i + K'_i q_i = 0, (i = 1, 2, \dots, 4). \tag{1}$$

式中  $K'_i$  为考虑预应力效应矩阵后的刚度矩阵.

利用下式作子结构坐标变换(下标  $m$  和  $s$  分别表示主、从自由度):

$$q_i = \Phi_i \begin{Bmatrix} p_m \\ p_s \end{Bmatrix}_i. \tag{2}$$

式中:  $p$  为子结构模态坐标,  $\Phi_i = \begin{bmatrix} E & 0 \\ -K_{ss}'^{-1} K'_{sm} & \Phi_1 \end{bmatrix}_i$ ,

为固定界面法的坐标变换矩阵<sup>[11]</sup>,  $\Phi_1$  为该子结构边界节点固定条件下的特征向量,  $E$  为单位矩阵.

利用式(2)将式(1)所示的动力方程变换到模态坐标后,根据自由度减缩法,考虑子结构之间的刚性联接,建立自由振动方程:

$$M \ddot{z} + K z = 0. \tag{3}$$

$M, K$  经自由度缩减,远小于原系统广义坐标下的质量矩阵和刚度矩阵. 求解式(3)即可得到系统的固有频率和振型.

#### 2.1 子结构法的对比与验证

为了验证子结构法的正确性及高效性,采用 ANSYS 子结构法和常规的整体法对燃气轮机叶盘转子作了静频分析. 现以整体法求得的前 100

阶静频为参考,来对比分析子模态数为 100 时子结构法所得的结果,具体数据见表 1.

表 1 子模态数为 100 时的对比结果  
Table 1 Comparison results at the sub-modality number of 100

整体法		子结构法	
阶次	静频/Hz	阶次	静频/Hz
1 ~ 2	174. 91 ~ 179. 23	1 ~ 2	174. 72 ~ 178. 90
3 ~ 4	241. 31 ~ 241. 63	3 ~ 4	241. 11 ~ 241. 33
5 ~ 61	250. 17 ~ 259. 37	5 ~ 61	249. 83 ~ 258. 67
62 ~ 67	280. 25 ~ 308. 93	62 ~ 67	279. 92 ~ 308. 45
68 ~ 97	309. 32 ~ 310. 51	68 ~ 97	309. 29 ~ 310. 43

通过表 1 可以看出,子结构法与整体法所求得频率是相互吻合的,这验证了子结构法分析计算过程的正确性.

子结构法与整体法计算机时的比较如表 2 所示. 以整体法结果为基准,计算子模态数分别为 50,80,100,120 和 150 时子结构法静频的最大相对误差  $p$ ,具体结果见表 3.

表 2 子结构法与整体法计算机时的比较  
Table 2 Computation time comparison of the sub-structure and overall methods

整体法	子结构法 (SN)				
	50	80	100	120	150
20. 1	10. 5	13. 7	16. 3	18. 2	19. 5

注:SN 为子模态数,且取 SN = 50,80,100,120,150.

通过表 2 和表 3 发现,随着子模态数的增加,子结构法结果相对整体法结果的最大相对误差降低了,提高了计算精度,而节省机时百分比也相应减少,表明同时降低了计算效率. 从表中可以发现,子模态数为 100 时,最大相对误差为 0. 12%,节省机时 18. 91%,兼顾了子结构分析的准确性和高效性,故分析计算时选取子模态数为 100.

2. 2 叶盘转子系统模态的求解

在正常工作转速 5 800 r/min 下,对燃气轮机

表 3 相对整体法的最大相对误差与节省机时百分比  
Table 3 Maximum relative error and percentage of shortened machine time relative to the over-all method

子模态数	最大相对误差 $p/\%$	节省机时 $\eta/\%$
50	6. 30	47. 76
80	2. 13	31. 84
100	0. 12	18. 91
120	0. 10	9. 45
150	0. 09	2. 99

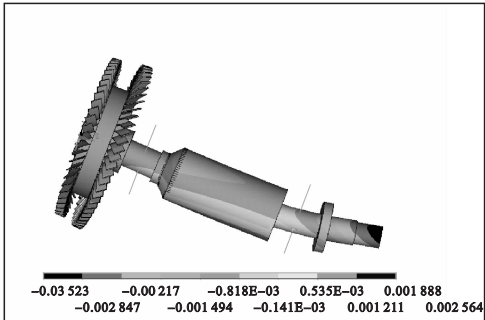
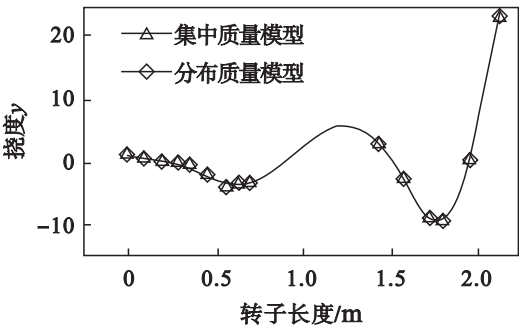
注: $p = \max(p_n) = \max(\frac{\omega_{1n} - \omega_{2n}}{\omega_{1n}})$ ,  $\eta = \frac{t_{1n} - t_{2n}}{t_{1n}}$ ,  $n = 1, 2, \cdots, 100$ . 其中: $\omega_{1n}$ 为整体法静频计算结果, $\omega_{2n}$ 为子结构法静频计算结果, $t_{1n}$ 为整体法所用计算机时, $t_{2n}$ 为子结构法所用计算机时.

叶盘转子进行有预应力的子结构动频分析,得到了叶盘转子系统的固有频率. 现提取前 100 阶结果,相应的频率值见表 4.

表 4 叶盘转子系统的动频  
Table 4 Dynamic frequency of the blade-disc-rotor system

阶次	动频/Hz	阶次	动频/Hz
1 ~ 2	175. 26 ~ 178. 92	64	786. 24
3 ~ 4	242. 91 ~ 244. 55	65 ~ 66	863. 04 ~ 895. 68
5	250. 05	67	962. 99
6 ~ 29	256. 39 ~ 257. 93	68 ~ 71	1 150 ~ 1 212
30 ~ 31	267. 68 ~ 267. 91	72 ~ 75	1 266 ~ 1 493
32 ~ 33	287. 14 ~ 288. 63	76 ~ 81	1 585 ~ 2 114
34 ~ 57	308. 36 ~ 310. 48	82 ~ 91	2 243 ~ 2 758
58 ~ 59	315. 13 ~ 315. 63	92 ~ 96	2 817 ~ 3 366
60	318. 50	97 ~ 98	3 419
61 ~ 63	513. 05 ~ 555. 48	99 ~ 100	3 529

根据转动惯量互等原理,将叶片等效到轮盘上,得到了简化后的燃气轮机转子模型. 应用传递矩阵法<sup>[12]</sup>对其进行模态分析,求得了其动频及相应振型. 提取第 3 阶和第 5 阶  $y$  方向的振型进行比较,如图 3 所示.



(a)

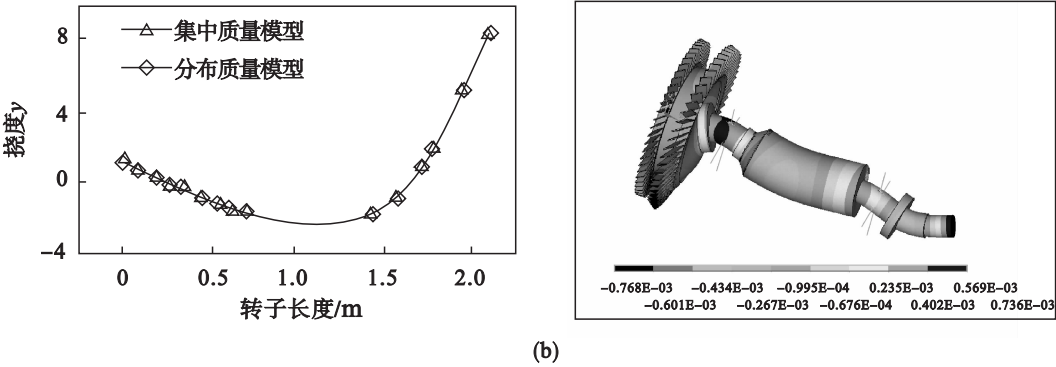


图 3 传递矩阵法与子结构法振型的对比  
Fig. 3 Modal comparison chart of the transfer matrix and substructure methods  
(a)—第 3 阶振型对比图; (b)—第 5 阶振型对比图.

通过图 3 传递矩阵法与子结构法的振型对比图可知,两种方法对应频率的振型基本一致,进一步验证了子结构法分析计算过程的正确性.

提取子结构法和传递矩阵法计算出的叶盘转子系统相对应转轴的固有频率,进行比较分析(表 5).

表 5 子结构法与传递矩阵法动频的比较 Table 5 Dynamic frequency comparison of the sub-structure and transfer matrix methods Hz		
阶次	传递矩阵法	子结构法
1	228. 91	242. 91
2	286. 38	288. 63
3	878. 07	895. 68
4	1 606. 99	1 688. 00
5	3 212. 54	3 529. 00

通过表 5 可以看出,子结构法与传递矩阵法所求出的燃气轮机转轴的频率有一定的差异,但误差较小.这是由于等效简化后的燃气轮机转子模型并未将叶片离心刚化的影响考虑进去,而子结构法考虑了这一点,因此使得求出的固有频率要高于传递矩阵法所求出的结果,体现了一体化分析的必要性.

### 3 叶片对叶盘系统固有频率的影响

由于叶片对转子系统的固有频率有一定的影响,进一步建立了不同展弦比下的叶盘系统模型,讨论其对固有频率的影响.叶片展弦比即叶片的长度与弦长之比.展弦比代表了叶片的相对长度或相对宽度,是影响叶盘系统振动特征的重要几何参数之一.

#### 3.1 叶盘系统叶片的设计与建模

选取叶片定宽度和定长度两种情况,建立了

展弦比  $\lambda$  为 1.25, 1.50, 2.00, 2.25 和 2.50 时叶盘系统的有限元模型,具体数据如表 6 和表 7 所示.

表 6 定宽度时叶片展弦比的设计 Table 6 Design of the aspect ratio at fixed blade width					
长/mm	87. 50	105. 00	140. 00	157. 50	175
宽/mm	70. 00	70. 00	70. 00	70. 00	70. 00
展弦比	1. 25	1. 50	2. 00	2. 25	2. 50

表 7 定长度时叶片展弦比的设计 Table 7 Design of the aspect ratio at fixed blade length					
长/mm	120. 00	120. 00	120. 00	120. 00	120. 00
宽/mm	96. 00	80. 00	60. 00	53. 00	48. 00
展弦比	1. 25	1. 50	2. 00	2. 25	2. 50

#### 3.2 不同展弦比下振动特性的讨论

针对不同展弦比下的叶盘系统模型,考虑旋转离心力的影响,对其进行模态分析.经过计算,得到定宽度和定长度下展弦比  $\lambda$  取不同值时叶盘系统的固有频率.由于叶盘系统具有的叶片数较多,相似振动形态的频率值都比较接近,故求解了系统的前 150 阶固有频率.为了便于观察其变化规律,频率值相近的阶次仅取其中的一组来代表说明.现提取第 1, 第 30, 第 90, 第 117 和第 150 阶的数据,绘制了图 4 和图 5 所示曲线.

通过分析上述影响曲线可以发现:定宽度时,随着叶片展弦比的增大,叶盘系统的各阶频率均降低,且频率阶次越低时影响曲线越平缓,表明叶片展弦比对系统低阶频率的影响较小,高阶频率的影响较大;定长度时,叶盘系统的扭曲振动频率(第 90 阶附近)会随着叶片展弦比的增大有一定幅度的上升,但其余各阶频率无明显变化.

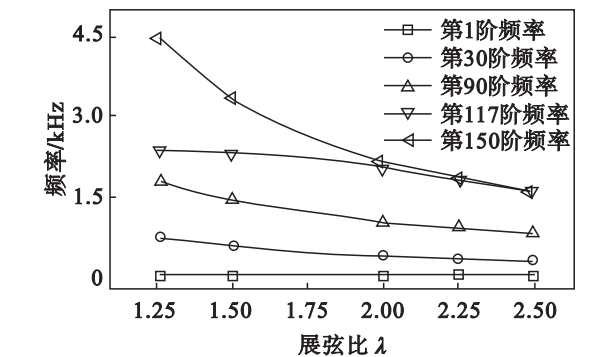


图4 定宽度时展弦比对叶盘系统固有频率影响  
Fig. 4 Influence of aspect ratio on the natural frequency of the blade disc system at fixed blade width

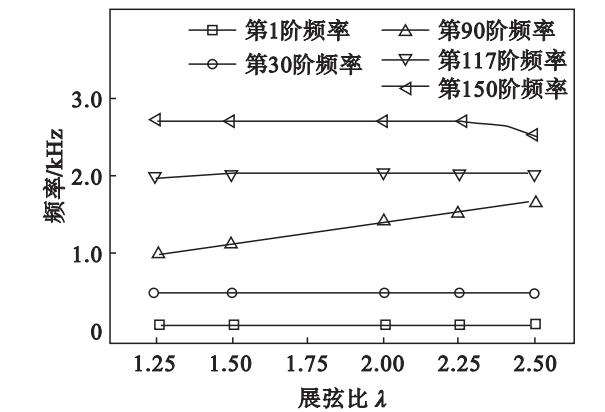


图5 定长度时展弦比对叶盘系统固有频率影响  
Fig. 5 Influence of aspect ratio on the natural frequency of the blade disc system at fixed blade length

## 4 结 论

1) 一体化结构计算出的固有频率高于等效简化后转子模型的对应结果,说明了叶片对系统的固有频率存在重要的影响. 对某型燃气轮机叶盘转子系统进行一体化分析,充分考虑了叶片对转子系统离心刚化的作用,研究结果更加接近工程实际.

2) 在定宽度和定长度两种情况下,展弦比对系统频率的影响规律有所不同:定宽度时,叶片展弦比对系统低阶频率的影响较小,高阶频率的影响较大,展弦比的增加使得叶盘系统的各阶频率均降低;定长度时,叶盘系统的叶片扭转频率会随着展弦比的增大而升高,其余各阶频率变化幅度较小.

## 参考文献:

[1] 梅庆. 二维有限元模型在燃气轮机转子-支承系统临界转速计算中的应用[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2003, 16(3): 42-44.  
(Mei Qing. The critical speed analysis with SAMCEF/ROTOR using two dimensional model [J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2003, 16(3): 42-44. )

[2] 关琦, 金鹤, 新力. 某型燃气轮机低压涡轮压气机转子动力学分析[J]. 舰船科学技术, 2010, 32(8): 129-134.  
(Guan Qi, Jin He, Xin Li. Analysis on rotor dynamic of the low turbo compressor [J]. *Ship Science and Technology*, 2010, 32(8): 129-134. )

[3] Taplak H, Parlak M. Evaluation of gas turbine rotor dynamic analysis using the finite element method[J]. *Journal of the International Measurement Confederation*, 2012, 45(5): 1089-1097.

[4] Lu M J, Geng H P, Yang B S, et al. Finite element method for disc-rotor dynamic characteristics analysis of gas turbine rotor considering contact effects and rod preload[C]//IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. Piscataway: IEEE, 2010: 1179-1183.

[5] Armstrong E K. An investigation into the coupling between turbine disc and blade vibrations[D]. Cambridge: University of Cambridge, 1955.

[6] Bishop R E D, Mcleod A J. The forced vibration of circular flat plates[J]. *Mechanical Engineering Science, Monograph*, 1965, 1(1): 231-238.

[7] Irreiter H. Coupled vibrations of blades in bending-bending-torsion and disks in out-of-plane and in-plane motion[J]. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 1979, 5B: 524-533.

[8] Zhou C Y, Zou J X, Wen X X. Analysis of the vibration characteristics of a gas turbine bladed disc[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2000, 15(3): 205-209.

[9] Zhao W Q, Liu Y X, Lu M W. FEA on vibration characteristics of a gas turbine blade-disc[J]. *Advanced Materials Research*, 2012, 516/517: 731-734.

[10] Thomas D L. Dynamics of rotationally periodic structures[J]. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1979, 14(1): 81-102.

[11] Craig R R, Bampton M D D. Coupling of substructures for dynamic analysis[J]. *AIAA Journal*, 1968, 6(7): 1313-1319.

[12] 袁惠群. 转子动力学基础[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2013.  
(Yuan Hui-qun. Basis of rotor dynamics [M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 2013. )