

文章编号: 1000-8055(2008)06-1098-04

双转子发动机转差引起的叶片尾流激振

赵福星, 史海秋, 杨兴宇
(北京航空工程技术研究中心, 北京 100076)

摘 要: 介绍了双转子结构发动机在飞行使用中高、低压转子转速差随转速的变化特点, 提出了转差可能在高、低压转子交界处的动叶间引起尾流激振的观点, 并通过计算实例对转差引起的叶片尾流激振特点作了简要描述. 与导向器的尾流激振比较, 转差引起的叶片尾流激振有着易激起危险的低阶振型、共振转速范围宽和激振强度低的特点.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 转差; 尾流激振; 双转子发动机

中图分类号: V231. 92

文献标识码: A

Blade wake excitation caused by twin-shaft engine speed difference

ZHAO Fu-xing, SHI Hai-qiu, YANG Xing-yu

(Beijing Aeronautical Technology Research Center, Beijing 100076, China)

Abstract: This paper proposed the features of speed difference's change along with high pressure or low pressure rotor speed when twin-shaft engine was used in flight. A point of view was presented that speed difference is likely to arouse wake excitation between high pressure and low pressure rotor blade. The features of blade wake excitation caused by speed difference were briefly described through numerical examples. As compared with vane wake excitation, the blade wake excitation caused by speed difference features low stage vibration mode of high hazard exposure, wide resonance speed range and low excitation intensity.

Key words: aerospace propulsion system; speed difference; wake excitation; twin-shaft engine

航空发动机叶片断裂故障是影响发动机可靠性的主要因素之一, 实践证明, 振动疲劳是叶片断裂的主要原因^[1]. 激起叶片振动的不稳定气流现象一般包括前方叶片尾流、进气畸变和失速^[2]等. 在叶片尾流激振的分析中, 一般只注意了前方静子叶片尾流的作用, 而忽略了前方转子(双转子结构发动机)动叶尾流的作用^[3].

众所周知, 为了避免起动和加速时压气机出现喘振, 高增压比涡轮发动机大都采用双转子结构, 使发动机的高、低压转子有一定的转差. 转差的存在会在高、低压转子界面上产生特有的叶片激振现象: 高压一级压气机叶片和低压一级涡轮叶片, 分别受其上游的低压末级压气机转子叶片

和高压末级涡轮转子叶片的尾流激振. 在航空发动机叶片疲劳故障分析中, 这一现象尚未引起相关工程技术人员的注意.

1 双转子发动机的转差

1.1 典型发动机的转差

为了研究双转子发动机的转差特点, 以某型涡喷发动机为例, 分析了其几个典型工作状态下的实测转速历程. 图 1~图 6 是其中 3 个典型工作状态下的转差- N_2 时序图和转速谱图. 图中, N_2 是高压转子的转速, 转差为 $N_2 - N_1$ (N_1 为低压转子转速), 时序的单位为 s. 转速谱图中的圆

收稿日期: 2007-06-15; 修订日期: 2007-09-06

作者简介: 赵福星(1940-), 男, 河北献县人, 高级工程师, 主要从事疲劳寿命研究.

点为实测的每秒一个的工作点,发动机状态平稳处重叠为黑色.

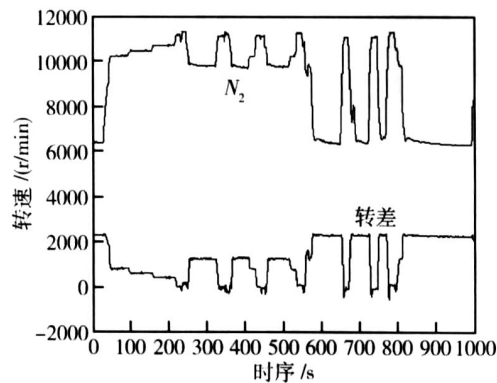


图 1 典型状态 1 转差- N_2 时序图

Fig. 1 Speed difference- N_2 time sequence in mode 1

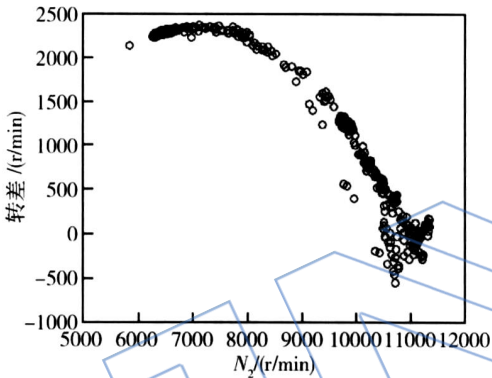


图 2 典型状态 1 转差- N_2 转速谱图

Fig. 2 Speed difference- N_2 spectral graph in mode 1

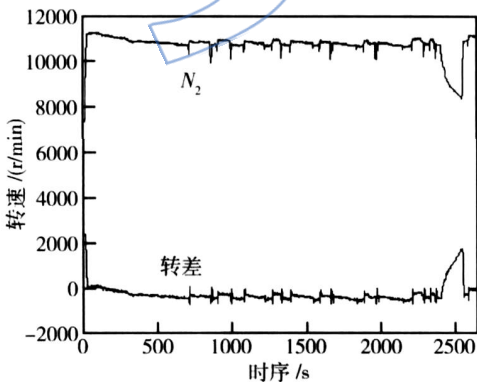


图 3 典型状态 2 转差- N_2 时序图

Fig. 3 Speed difference- N_2 time sequence in mode 2

从图中可以看出,随着发动机油门、喷口以及外部环境的变化,高低压转子自动调节转速以便协调工作, N_2 和转差呈现非常复杂的函数关系:

1) 在推油门的加速过程中, N_2 相对 N_1 增加较快,使转差比稳态增大;在收油门的减速过程

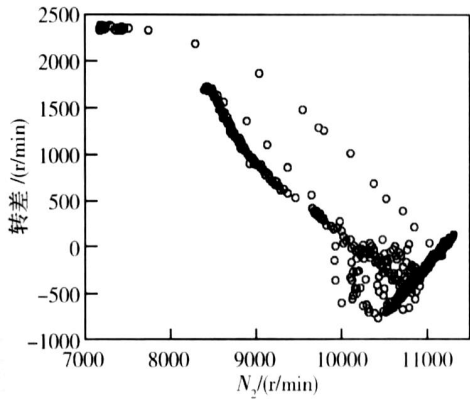


图 4 典型状态 2 转差- N_2 转速谱图

Fig. 4 Speed difference- N_2 spectral graph in mode 2

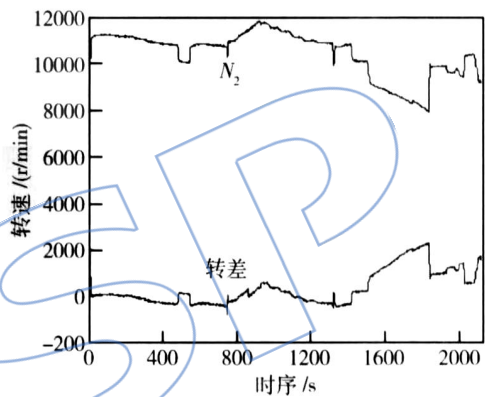


图 5 典型状态 3 转差- N_2 时序图

Fig. 5 Speed difference- N_2 time sequence in mode 3

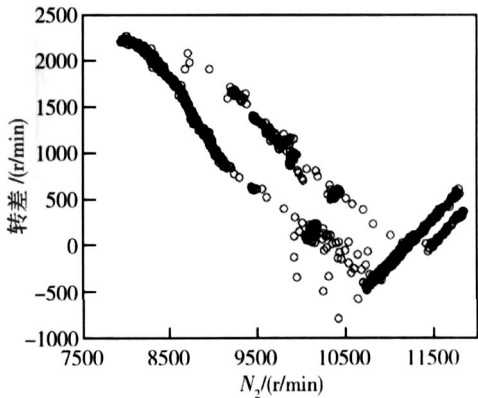


图 6 典型状态 3 转差- N_2 转速谱图

Fig. 6 Speed difference- N_2 spectral graph in mode 3

中, N_2 相对 N_1 减小较快,使转差比稳态减小.这就使得从‘慢车’到‘额定’的转速范围内,每一个 N_2 对应着多个转差,在转速谱图上工作点组成一个离散带.

2) 在‘额定’以上,‘最大’和‘一次加力’状态发动机 N_1 保持在 100.3 % 的相对转速上,而‘二次加力’状态发动机 N_1 保持在 103 % 的相对转速上,这就在图 6 的高转速段上形成了两条界线分明的斜向右上方的直线段.

3) 在 $N_2 = 10\ 000 \sim 11\ 000\ \text{r/min}$ 范围内,发动机的稳态转差最小,在最大状态有时会出现负值。

1.2 转差特点

图7列出了该型发动机5个典型剖面转差- N_2 的综合转速谱图。图8是上述剖面的稳态和准稳态(N_2 变化小于最大转速的0.05%的状态,此时 N_2 每秒变化小于5.7 r/min)的综合转差- N_2 谱图。图9是上述剖面的稳态和准稳态的综合转

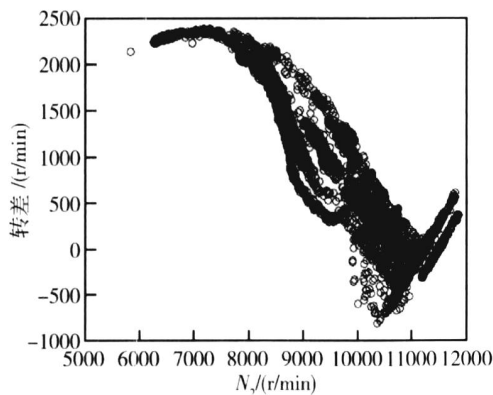


图7 5个剖面转差- N_2 综合转速谱图

Fig.7 Speed difference- N_2 spectral graph with 5 profile

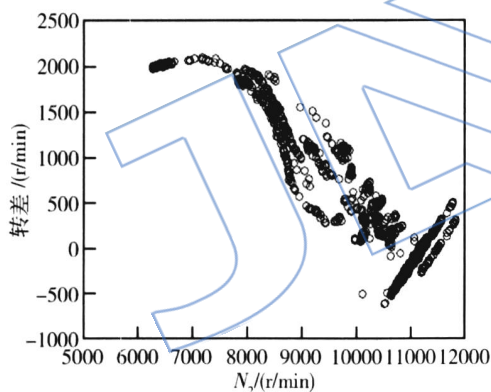


图8 5个剖面转差- N_2 综合转速谱图(稳态)

Fig.8 Speed difference- N_2 spectral graph with 5 profile (Stationarity)

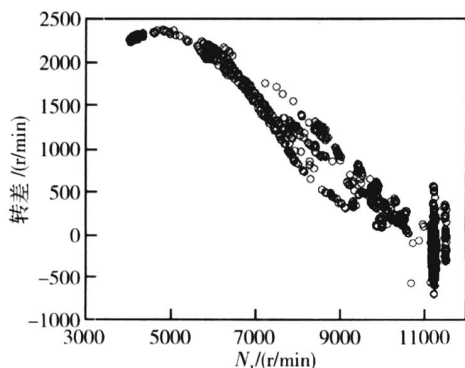


图9 5个剖面转差- N_1 综合转速谱图(稳态)

Fig.9 Speed difference- N_1 spectral graph with 5 profile (Stationarity)

差- N_1 谱图。从3个综合转速谱图中可以看出:

1) 在发动机由起动到停车的整个工作过程中,双转子发动机的转差分布在一个正负较大的转速范围内,本实例发动机为 $-800 \sim 2\ 400\ \text{r/min}$ 。

2) 在某一确定的 N_1 或 N_2 转速下,转差有一个很大的变化范围。本实例发动机的转差- N_2 转速谱图(图7)中,这个变化范围最大可达 $1\ 500\ \text{r/min}$ 。

3) 在分布范围上,稳态和准稳态的综合转差谱图(图8)和全态综合转差谱图(图7)差异不大。

4) 零转差出现在发动机的大状态($10\ 000\ \text{r/min}$ 以上)。在这个范围内,转差绝对值较小,实例A型发动机为 $800\ \text{r/min}$,表明该转速范围为发动机的设计工况。

转差的上述特点,对转差引起的尾流激振(以下简称转差激振)特性有很大影响。

2 转差激振

转差激振的频率

$$f = k \cdot \Delta N / 60 \quad (1)$$

其中 k 为激振级叶片的片数; $\Delta N = N_2 - N_1\ (\text{r/min})$ 为高、低压转子的转差。

2.1 压气机叶片的转差激振

本实例发动机的压气机低压末级为53片(即 $k = 53$),高压一级压气机叶片受其尾流激振,其转差激振的频率

$$f = k \cdot \Delta n / 60 = \frac{53 \Delta n}{60} \quad (2)$$

把转差激振的频率画在计算的 N_2 -动频图上,就得到了转差激振图(图10)。

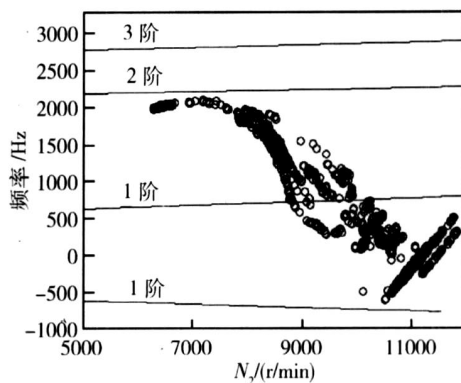


图10 高压一级压气机叶片转差激振图(稳态)

Fig.10 1st stage high compressor blade speed difference excitation graph (Stationarity)

从图10可以看出,在 $N_2 = 8\ 600 \sim 10\ 300\ \text{r/min}$ 范围内,低压末级压气机叶片有可能激起高

压一级转子叶片的1阶弯曲振动。

本实例发动机的高压一级压气机叶片,在飞行使用中曾发生一次榫头微动疲劳断裂,按常规静子叶片尾流激振分析,未发现危险共振点,而上述转差激振分析显示了一种共振可靠性。

2.2 涡轮叶片的转差激振

本实例发动机的一个改型发动机,其低压涡轮为带冠叶片。在良好接触情况下,叶冠在叶片间有强烈的耦合作用,一般会产生节径型耦合振动。但是,在转差激振条件下,前方动叶片数较大,激振倍率较高,远远大于被激叶片片数的1/2,难以激起节径型耦合振动,而有可能激起叶冠接触条件下的单片振动。

改型发动机的高压涡轮末级为92片(即 $k=92$),低压一级涡轮叶片受其尾流激振。其转差激振的频率

$$f = k \cdot \Delta n / 60 = \frac{92\Delta n}{60} \quad (3)$$

把转差激振的频率画在计算的改型发动机 N_1 -动频图上,就得到了转差激振图(图11)(由于改型发动机没有二次加力, N_1 -动频图上加力转速线比实例原型发动机的少1条)。

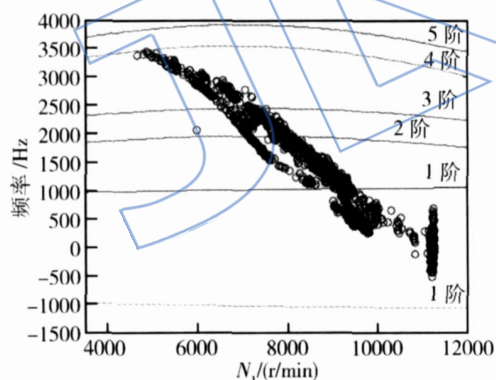


图11 叶冠接触状态下低压一级涡轮叶片转差激振图

Fig. 11 1st stage low turbine blade speed difference excitation graph under integral shroud contact state

从图11可以看出,在慢车状态低压涡轮叶片有可能出现4阶振动;在 $N_1=6\,600\sim 8\,300$ r/min范围内有可能出现2和3阶振动,在 $N_1=8\,500\sim 9\,500$ r/min范围内有可能出现1阶弯曲振动。

该低压一级涡轮叶片,在使用中多次发生叶身根部和榫头伸根段疲劳断裂。上述转差激振分析,为其振源分析提供了一种新的分析思路。

3 讨论

从前面的分析中可以看出,转差激振是一种很独特的激振方式。有如下特点:

1) 容易激起叶片的低频振型振动

由于转差值与其所伴随的工作转速相比要小得多,因此容易激起叶片的低频振动,如一阶弯曲振动。特别是在发动机的大转速附近转差值更低更容易激起叶片的低频振动。

2) 对同一振型激起共振的转速范围宽

对于一个特定叶片的一种振型,导向器尾流激振的共振转速是一个‘点’,而转差激振的共振转速是一个‘带’,如本实例原型发动机的1阶弯曲共振带为1 700 r/min;改型发动机的1阶弯曲共振带为1 000 r/min。

3) 尾流激振的激励强度较低

由于激振的动叶与被激的动叶之间隔着一级导向器,与前方临近的导向器相比其尾流激励强度可能较低。

在振动分析中,转差激振的判定需要通过转差-动频的共振分析。当其倍率为前方动叶片数时,可考虑为转差激振。

本文仅对转差激振的机理进行了探讨,到目前为止尚未针对具体发动机叶片进行台架振动测试验证。

参考文献:

- [1] 李伟. 航空发动机叶片失效分析中的共性问题[J]. 燃气涡轮试验研究, 2002, 15(2): 28-30, 53.
LI Wei. Common characteristics in failure analysis of aeroengine blade[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2002, 15(2): 28-30, 53.
- [2] 蔚夺魁. 发动机结构高循环疲劳寿命要求和验证研究[C]//2006年第十三届发动机结构强度振动学术论文集. 北京:材料工程, 93-95, 104.
YU Duokui. Requirement and validation analysis for engine structures HCF life[C]//2006 The Thirteenth Engine Structural Strength Vibration Academic Conference Corpus. Beijing: Journal of Materials Engineering, 93-95, 104.
- [3] 宋兆泓. 航空发动机可靠性与故障抑制工程[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2002.