

涡轮机轴流叶轮盘行波振动研究

北京航空航天大学 晏砺堂

【摘要】 本文对涡轮机中轴流叶轮的激振源,特别是行波振动诱发的轴向力、力的性质、对振动的影响等作了分析。指出行波振动会诱发轴向力,此力对压气机和涡轮盘的前行波振动起阻尼作用,而对后行波则是自激力。涡轮机中轮盘上经常受到沿圆周分布不均的不变力作用,激起驻波振动,振动诱发的轴向力又激起盘的自激振动,如无足够阻尼则导致失稳,造成轮盘破裂事故。不仅是共振,尤其是自激振动失稳是本文提出轮盘驻波振动非常危险的原因。

一、前言

涡轮机中轴流式叶轮振动主要是行波振动。行波振动有前、后行波振动。前行波顺盘转向旋转,后行波逆盘转向旋转。后行波转速等于盘转速时,则在静坐标上看到不动的驻波。此时盘的振动叫驻波振动,盘的转速叫临界转速。经验表明轮盘驻波振动易导致盘疲劳破裂,十分危险。轮盘设计时都力求避免在工作转速范围内出现临界转速。但驻波振动是什么力激起的,振动的性质如何,为什么容易造成轮盘破裂,压气机叶轮和涡轮叶轮是否振动机理相同,危险程度一样,这些问题至今未见到明确的阐述。本文对此提出了新的概念和解释。

二、轮盘的行波振动

不转轮盘的固有节径型和复合型振动可用下式表示

$$X = A(r) \cos n\theta \cos pt \quad (1)$$

式中 $A(r)$ 是振幅,是半径 r 的函数, θ 是盘上的位置角, n 是节径数, p 是不转盘的固有圆频率, t 是时间。式(1)展成指数形式得

$$X = A(r) \cos n\theta \cdot e^{ipt/2} + A(r) \cos n\theta \cdot e^{-ipt/2} \quad (2)$$

式(2)表示盘的振动是由顺盘转向和逆盘转向的前、后两行波合成。其中 p 也是波的旋转角速度。因一个振型有 n 个节径,即有 n 个波,故节径的(或说振型的)转速为 p/n 。

对于以 ω 角速度旋转的盘,从静坐标上测到的前、后行波的转速分别为 $(p_d/n) + \omega$ 和 $(p_d/n) - \omega$ 。式中 p_d 是转盘旋转时的 p ,因受叶片和盘质量离心力的影响 $p_d > p$,且与转速有关。当一个振型转过时,从静坐标上可测到前、后行波振动时盘质量的振动频率。盘前、后行波的固有频率分别为 f_f 和 f_b 。频率不同,故前、后行波振动常被单个激起。 f_f 和 f_b 可写成

$$\left. \begin{aligned} f_f &= f_d + nN \quad (\text{Hz}) \\ f_b &= f_d - nN \quad (\text{Hz}) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中 $f_d = p_d / 2\pi$ 为盘的固有动频; N 为盘的转速 ($1/s$)。驻波振动时 $f_d = nN$, 即 $f_b = 0$ 。

三、叶轮盘受到的激振力分析

涡轮机中作用于叶轮盘上的轴向力是此类振动的激振力。它来自气体力和轴传来的轴向位移。气道中支柱、静子叶片、进气道气流畸变、燃烧室喷咀等原因造成的沿圆周分布不均的不变力, 它对工作叶片是交变力可激起叶片振动, 但对盘而言这种位置和大小均不变的力只能激起轮盘驻波振动。上述各原因引起的力常常难以避免, 有的有时很大, 故轮盘驻波振动容易被激起。旋转失速气团相对轮盘转动, 故可能激起盘的行波振动。盘上直接受到的气体压力, 如不均也可能激起驻波振动。转子作正同步进动时, 则仅给予轮盘固定位置上大小不变的位移, 不会激起盘的振动。而当转子作非同步进动时, 轴相对自身的弯曲方向循环变换, 使盘摆动, 给盘上各点带来交变位移。超同步进动 $\Omega = k\omega$ 对盘的作用位移交变频率为 $f_e = (k-1)N$, k 一般为正整数; 次同步进动时 $\Omega = \omega/k$, 位移交变频率为 $f_e = N/k$ 。转子较易发生次同步进动, k 不一定为整数。这种振动易导致转子失稳, 常在设计中予以避免。

综上所述可知涡轮机中虽有旋转失速气团和转子非同步进动等因素可能激起盘的行波振动, 但这种激振源是力图避免的, 不常存在的。而那些相对静坐标而言, 其位置和大小均不变的力却常常是难以避免的, 因而必然容易激起驻波振动。这些激振力从静坐标上看其变化频率为零。所以驻波振动实际上是为零的激振力频率等于后行波中为零的固有频率时发生的共振。从下面的分析将看到轮盘驻波临界转速之所以危险, 其原因还不只是共振。

四、叶轮行波振动诱发的轴向力分析

为了简单, 以等截面无扭向叶片为例来分析。图 (1) 示出压气机叶栅。叶片工作时受到气体力和静压力作用, 向后 (排气方向) 的轴向力取为正, 得轴向气体力

$$F_a = m(C_{1a} - C_{2a}) + p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 \quad (4)$$

式中 m 为每个叶片槽道中的气体质量流量; C_{1a} 、 C_{2a} 为进、出口气体轴向流速; $p_1 \cdot A_1$ 、 $p_2 \cdot A_2$ 为进、出口气体静压力。

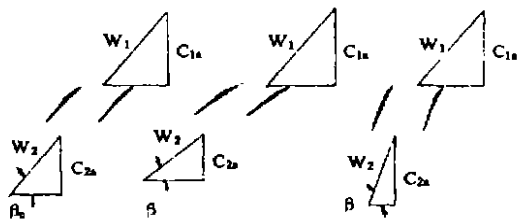


图 1 压气机叶片槽中流速示意图

(a) 正常 (b) 顺转 (c) 反转

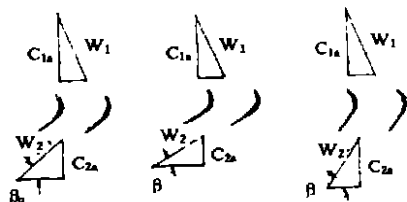


图 2 涡轮叶片槽中流速示意图

(a) 正常 (b) 顺转 (c) 反转

叶片绕自身轴略为转动时, 认为进、出口静压力不变, 进气流速取决于进口静子叶片, 也不变, 出口相对流速大小不变, 但因出气角 β 改变, 轴向出口分速不同。由图 1 可看出叶片顺时针 (攻角减小) 方向转动时, 出气角 β 减小, C_{2a} 随之减小。叶片逆时针 (攻角增大) 方向转动时则相反。叶片上的气体轴向力随出气角的增、减而减、增。

涡轮叶型和叶片受力方向均与压气机不同 (图 2)。仍以向后为正, 则叶片上受的轴向力仍

可用(4)式表示。当叶片顺时针(攻角增大)方向转动时出气角和出口轴向流速均减小,反向转动时,出口轴向流速增大。叶片上受到的气体轴向力则随出口轴向流速的增、减而减、增。

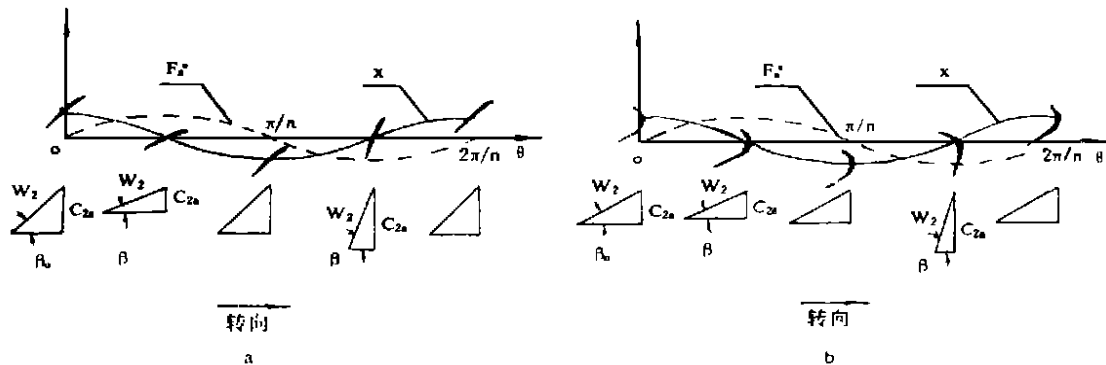


图3 叶轮行波振动与诱发的轴向力(a)压气机叶轮(b)涡轮叶轮

将轮缘展成直线,当盘发生行波振动时,从轮缘向中心看轮缘为波形。图3(a)和(b)分别示出压气机盘和涡轮盘的一个行波。叶片视其在波形位置上的不同,随波形作不同的转动,使出气角,因而使出出口轴向流速改变。以无行波时气体轴向力为准,轴向力的改变认为是诱发了新的轴向力。已知盘缘行波曲线为 $X = A(r) \cos(n\theta)/2$ 。行波上各处叶片的转角为

$$\delta = dx/d\theta = -nA(r) \sin(n\theta)/2 \quad (5)$$

式中 $A(r)$ 为盘缘振幅。设一个波上有许多叶片,仅用叶片出口方向可代表气流方向。无行波时出气角设为 β , 叶片转动后出气角为(参图3)

$$\beta = \beta_0 + \delta \quad (6)$$

令 $F_\beta = F_{\beta_0} = mW_2$, 式中 W_2 为气流出口相对角速度,则新增气体轴向力为

$$\begin{aligned} F_a^* &= F_{a\beta} - F_{a\beta_0} = (-mC_{2a})\beta - (-mC_{2a})\beta_0 \\ F_a^* &= F_{\beta_0} \sin\beta_0 - F_\beta \sin\beta = F_{\beta_0} [\sin\beta_0 - \sin(\beta_0 + \delta)] \\ &= F_{\beta_0} [\sin\beta_0 - \sin\delta \cos\beta_0 - \cos\delta \sin\beta_0] \end{aligned}$$

因盘振幅小, δ 值很小,故可近似地认为 $\cos\delta = 1$, $\sin\delta = \delta$, 则上式变为

$$F_a^* = -F_{\beta_0} \delta \cos\beta_0 = nF_{\beta_0} \cos\beta_0 \cdot A(r) \sin(n\theta)/2 \quad (7)$$

新增轴向力和行波画在一起如图3上虚线所示。可见不论压气机或涡轮工作叶片,行波诱发的新增轴向力都为正弦曲线,且都是超前于前行波相位角 $\pi/2$ 或落后于后行波相位角 $\pi/2$ 。

五、诱发轴向力的性质和影响

诱发的轴向力对行波振动的影响可通过考察它对振动所做的功看出。力对振动所做功为

$$W = \int F dx = \int_0^{2\pi/n} F_a^* \frac{dx}{d\theta} d\theta \quad (8)$$

由于力与振动的波形一样且同速旋转,不同的仅是力超前于前行波 $\pi/2$ 或落后于后行波 $\pi/2$ 。

如取行波为 $X = A(r) \cos(n\theta)/2$, 则超前和落后于行波 $\pi/2$ 的力应分别为 $nF_{\beta_0} \cos\beta_0 A(r) \sin(n\theta)/2$ 和 $-nF_{\beta_0} \cos\beta_0 A(r) \sin(n\theta)/2$ 。将他们代入(8)式得

$$\begin{aligned} W &= \int_0^{2\pi/n} F_a^* \frac{dx}{d\theta} d\theta = \mp \frac{n}{4} A^2(r) F_{\beta_0} \cos\beta_0 \int_0^{2\pi/n} \sin^2(n\theta) d(n\theta) \\ \text{得} \quad W &= \mp \pi A^2(r) F_{\beta_0} \cos\beta_0 / 2 \end{aligned} \quad (9)$$

式中“-”号对应于前行波,“+”对应于后行波。可见诱发的轴向力对前行波做负功,对后行波做正功。力对振动做负功表示力将从振动中吸收能量,使振动逐渐衰减。即起阻尼力作用。力对振动做正功意味着力对振动输入能量,使振动增大。力起激振力作用。又由(7)式知诱发的轴向力大小与振动振幅 $A(r)$ 成正比,可见诱发的力是自激力。力与振幅交替促进、增长,振幅将会越来越大。又在推导诱发力过程曾假定振幅很小。取 $\sin\delta=\delta$ 和 $\cos\delta=1$ 。当振幅颇大时,上述取值不再接近实际,故力与振动之间关系是非线性的。此力可能使振动增大但不会无限增长。如轮盘无足够阻尼,此力引起的自激振动会导致失稳,容易使轮盘破裂失效。

由上分析可知,如轮盘稳态工作时,叶轮出现前行波共振,行波诱发的轴向力将使此振动衰减,故前行波共振不危险。如稳态时,叶轮出现后行波共振,振动诱发的轴向力将使叶轮盘出现自激振动,如无足够阻尼,振动将会失稳。轮盘临界转速时发生的驻波振动,不仅是由相对静坐标而言其大小和位置均不变的力激起的共振,而且会发生自激振动,如阻尼不够大,会导致振动失稳。而失稳造成的破坏远比共振引起的要大得多。所以作者认为驻波振动之所以危险其主要原因是驻波引起自激振动失稳。

轮盘后行波(含驻波)振动的稳定性可用有限元或模态综合等法计算。考虑轮盘外阻和材料结构阻尼,诱发的轴向力可视为负阻尼,按自由振动列式:

$$M \ddot{x} + C - (\gamma/p_d) F_{\beta} \cos\beta_0 \dot{x} + (1 + i\psi/2\pi) Kx = 0 \quad (10)$$

式中: M 为轮盘质量矩阵; C 为外阻尼矩阵; K 为轮盘刚度矩阵; $i\psi/2\pi K$ 为结构阻尼系数; ψ 为轮盘材料迟滞阻尼能量吸收系数, γ 为系数,在盘缘有叶片处 $\gamma=1$,其余位置 $\gamma=0$ 。当轮盘结构和工作状态已定,已知外阻尼系数矩阵 C 即可解出其复数特征值。由其实部可判断出所算的后行波振动是否会失稳。上式中负阻尼已线性化,是按线性系统计算的。

上面分析的为等截面、无扭向叶片。实际转子叶片多为变截面有扭向的。分析此种叶片时,可将叶片沿叶高分成若干段。每段出口角 β_0 不同,流过的气体质量和流速不同,因而原 F_{β_0} 不同。叶片总的新增轴向力是各段上新增力的总和。总新增轴向力对轮盘行波振动所做的功是各段叶片上新增力所做功的总和。这样分析的结果与等截面无扭向叶片所得结果只是数量上有差异,结果的性质是完全一样的。关于真实叶片的情况也不难分析。这里不再赘述。

六、结 论

涡轮机中轴向压气机和涡轮盘较可能发生的是节径型或节圆-节径复合型行波振动。由于不可避免地存在多种沿圆周分布不均的不变力作用于轮盘,故必然会引起多种驻波振动。

叶轮行波振动会诱发出新的轴向气动力。不论压气机还是涡轮叶轮,这种力对前行波振动是阻尼力,对后行波振动是自激力。稳态工作时,前行波振动将被衰减,无危险。后行波(其中主要是驻波)振动将被诱发的轴向力自激增大,如无足够阻尼将导致失稳,造成轮盘破裂事故,故驻波振动是十分危险的。其危险的原因不仅仅是因为它是共振,而尤其是因为它还是自激振动,且很可能引起失稳。

参 考 文 献

- [1] 吴厚钰,“透平零件结构和强度计算”机械工业出版社,1983年。
- [2] Я. С. 阿德里阿诺夫等,“航空燃气涡轮发动机结构与强度计算”国防工业出版社,1965年。
- [3] 宋兆弘,“航空涡轮发动机强度设计”北京航空学院出版社,1983年。

STUDY ON TRAVELLING WAVE VIBRATION OF BLADED DISKS IN TURBOMACHINERY

Yan Litang (*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

ABSTRACT

The exciting sources for axial vibration of disk, especially the new axial gas dynamic force induced by travelling waves and its properties, and influence on the vibration of disks are studied. It is shown that the travelling wave induces new gasdynamic force which can damp out the forward traveling wave vibration and induces the self-exciting vibration for the backward travelling wave vibration. Because it is unavoidable that various distributed stationary forces act on the disk, the resonance in company with the self-exciting stationary wave vibrations is excited during the critical speeds of disk. The resonance, in essentials the self-exciting vibration, is the reason for dangerous stationary wave vibration. This is a new conception. The equation for calculating the instability of the stationary wave vibration of the disk is also given in the paper.

ENERGY DAMAGE THEORY OF THERMO-FATIGUE AND CREEP LIFE

Xiong Changbing (*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

ABSTRACT

A new life prediction method of temperature and load damage for high temperature components of engine is presented. In consideration of the interaction between thermo-fatigue and creep, the new method includes the damage summation of elastic energy, plastic energy and creep energy of material. The precise finite element method of thermal-elastic-plastic-creep conditions is used to solve the correlation of multiple physical parameters of material (stress, strain, Young's modulus, thermal expansive coefficient, yield limit, plastic hardening exponent, creep hardening exponent, etc.) with temperature effect. In the new method the correction can be made according to the changes of temperature and time, so that it expands the applicable area of general damage mechanics. This paper makes reference to the experimental results of famous 'Strain Range Partitioning (SRP)' and 'Strain Energy Partitioning (SEP)' methods. The calculated results by the presented method locate between the experimental results of SRP and SEP methods. The new method has the advantages in clearness of physical concept, convenience of calculation and wide range for application. It is satisfactory for engineering practice in life prediction of high temperature components.

RELIABILITY ANALYSIS OF DIRECTIONALLY- SOLIDIFIED TURBINE BLADE

Lu Wenlin, Duan Zhenlong (*Northwestern Polytechnical University*)

ABSTRACT

This paper is based on stress analysis of directionally-solidified turbine blade with the Finite Element Method. The reliability analysis method with a simple failure model is proposed. The failure function is established by Hill Criterion. The second order moment method and Hasofer-Lind method for multiple random variables and nonlinear failure function are used to find the failure point and reliability of the failure model. The methods are checked by Monte-Carlo method.