

湍流型动态畸变下涡喷发动机 稳定性分析*

西北工业大学 刘燕** 刘伟 陈辅群

【摘要】 对湍流型动态畸变进气流场进行了分析和描述,给出了随机涡在压气机进口所产生的总压脉动的通用分布曲线,并统计地分析和预测了该总压脉动引起的最可能最大失速裕度损失。数值分析表明在考虑压气机对非定常流响应方面,最为关心的压气机最大失速裕度损失值是脉动压力的均方根值、功率谱密度、压气机进口转子弦长和转速的函数。

主题词: 湍流 动态畸变 稳定性 涡轮喷气发动机

分类号: O 235 11 O 357. 5

发动机经常遇到动态压力畸变(包括稳、动态分量),特别是湍流型动态压力畸变。与稳态进气总压畸变相比^[1],压气机进口存在脉动压力时,会使发动机更早出现不稳定工况。文献[2-4]侧重点是给出预测最大瞬时畸变指数的方法,这是一项复杂而昂贵的计算工作。本文避免了稳定性评审中,先从畸变指数序列拾检出最大瞬时畸变度,再换算成失速裕度损失的复杂过程,直接将动态畸变与压气机失速裕度损失联系起来。只要由实验测出稳态分量的畸变指数、脉动压力的均方根值、功率谱密度、压气机进口转子弦长、转速及几何尺寸,便可预测出该动态畸变引起的最可能最大失速裕度损失。

1 总压脉动的周向通用分布曲线

在文献[1]的湍流模型中,M elick 认为湍流场中的瞬时压力脉动是由一系列具有不同尺寸、强度和旋转方向的随机涡产生的。并给出了这些随机涡中的一个特定涡——孤立涡所生成的总压脉动表达式。但是该式中给出的仅是某一个探针位置处的总压脉动时变函数,而压气机进口的瞬时畸变流场是指总压的空间分布规律,所以必须先找出孤立涡造成的总压脉动的周向分布规律。将该式中的直角坐标变换为压气机进口的柱面坐标,可推导出下式

$$\frac{\Delta p^*}{n(V_{\theta_{\max}}/U_0)q_0} = 2 \left[\frac{\theta}{a/R_T} - 1 \right] e^{-1/2 \left[\left(\frac{U_0}{U_T} \right)^2 \left(\frac{\theta - 2\pi n_R}{a/R_T} \right)^2 + \left(\frac{\theta}{a/R_T} - 1 \right)^2 \right]} \quad (1)$$

式中 U_T 转子叶尖速度, R_T 转子叶尖半径, n_R 为转子转数, θ 为周向角度, U_0 为未扰动速度, a 为涡核尺寸, $V_{\theta_{\max}}$ 为涡核强度, n 为涡的旋转方向, Δp^* 为总压脉动值。从式中可看出,总压脉动是 $V_{\theta_{\max}}$ 、 n 、涡核尺寸与转子叶尖半径之比 a/R_T 、 U_0/U_T 及 n_R 的函数。然而这些变量对函数的影响程度并非相同。由于进气畸变时,影响压气机的主要因素是进气平均总压以下的低压区

的范围及最小总压, 而 $n, U_0/U_T, nR$ 的变化对这两个因素的影响不大, 所以它们对脉动总压周向分布的影响可以忽略。涡核尺寸的变化对低压区范围有显著影响, 所以它是影响脉动总压分布的主要因素。为了得到孤立涡在压气机进口所产生的总压脉动的通用分布曲线以 $\theta R_T/a$ 为横坐标, 以 $\Delta p^*/[n(V_{\theta_{\max}}/U_0)q_0]$ 为纵坐标的总压脉动周向分布的通用曲线(见图 1)。

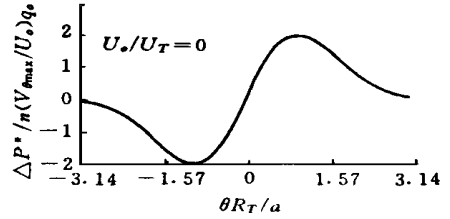


图 1 压气机进口周向总压分布通用曲线

2 孤立涡、随机涡及湍流场引起的压气机失速裕度损失

图 1 给出了孤立涡在压气机进口造成的总压脉动的周向畸变谱。它只有在孤立涡被输运到压气机转子附近时, 才能被感受到, 而压气机进口存在稳态周向总压畸变时, 压气机转子在每一转里均经历相同的总压变化, 正是这两者间的不同, 使我们不能直接应用文献[1]中的分析方法。所以必须采取等效变换, 去掉稳态进气畸变重复波形的影响, 将总压脉动变化周期压缩, 并且按同一比例衰减换算频率。图 2 给出了进行等效变换后的总压脉动周向分布曲线。这样应用文献[1]中的分析方法, 便可预测出孤立涡引起的压气机失速裕度损失

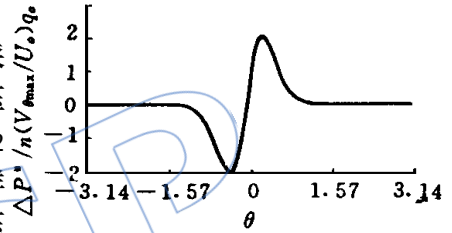


图 2 等效变换后的周向总压分布

$$\Delta SM / [(P_{\text{平均}} - P_{\text{min}}) / P_{\text{平均}}] = f[k/(a/R_T)] \quad (2)$$

式中 k 为压气机换算频率, ΔSM 为压气机失速裕度损失。由(1)式可看出, 最大畸变度是:

$$(P_{\text{平均}} - P_{\text{min}}) / P_{\text{平均}} = 2(V_{\theta_{\max}}/U_0)(q_0/P_{\text{平均}}) \quad (3)$$

将(3)式代入(2)式, 便可求得压气机失速裕度损失

$$\Delta SM = 2(V_{\theta_{\max}}/U_0)(q_0/P^*)f[k/(a/R_T)] \quad (4)$$

事实上, 在湍流模型中上述表示涡特征参数 $V_{\theta_{\max}}$ 及 a 是随机变量, 那么孤立涡就变成了随机涡。随机涡引起的压气机失速裕度损失也是随机变量。所以我们无法给出 ΔSM 的确定值, 只能求得压气机失速裕度损失 ΔSM 等于或大于某一给定值 S 的概率, 算法如下:

$$P(\Delta SM \geq S) = \int_0^P(a) \int_{\theta_{\max} = g(k, S, a)}^0 P(V_{\theta_{\max}}) dV_{\theta_{\max}} da \quad (5)$$

式中 $P(a)$ 与 $P(V_{\theta_{\max}})$ 为随机变量 a 和 $V_{\theta_{\max}}$ 的概率密度函数^[1]。 H 为压气机进口直径, a_0 为临界涡核尺寸, 小于该尺寸的随机涡引起的 ΔSM 不可能大于或等于给定值 S 。

湍流场是由大量随机涡构成的, 这些随机涡以每秒 N 的通量以当地气流速度被带入压气机。一定数目的随机涡引起的失速裕度损失必定大于单个随机涡所造成的损失。那么湍流场引起的压气机失速裕度损失超过某一值的概率, 应与进入压气机的总涡数有关。总涡数是通量 N 和时间 t 的乘积: $n = Nt$ 。一般我们认为 n 个随机涡中只要有一个涡致使 $\Delta SM \geq S$, 则整个湍流场已使压气机的 ΔSM 值超过 S 。由 n 重贝努利试验知

$$P(\Delta SM \geq S | n) = Nt[P(\Delta SM \geq S)][1 - P(\Delta SM \geq S)]^{Nt-1} \quad (6)$$

上式表明湍流场引起的压气机失速裕度损失值大于或等于给定值 S 的概率 $P(\Delta SM \geq S | n)$, 是总涡数 n 及单个随机涡引起的相应值大于或等于 S 的概率 $P(\Delta SM \geq S)$ 的函数。

针对湍流型动态畸变下某型发动机应用双重数值积分解法, 算出了不同 Nt 值下, P

$(\Delta SM \geq S | \bar{n})$ 与 S 的关系曲线, 见图 3。由图可看出, 等涡数曲线上有一峰值, S_0 为该峰值所对应的失速裕度损失值。这说明湍流场所造成的 ΔSM 超过 S_0 的概率最大。称 S_0 为最可能出现的最大失速裕度损失。如果涡数增加, 那么湍流场中存在大尺寸及大强度的随机涡的机会增加, 则最可能最大失速裕度损失 S_0 也增加。 S_0 可由图解法从图 3 求出, 也可用解析法求取:

$$P(\Delta SM \geq S) = 1/n = 1/(N t)$$

3 算 例

压气机进口的湍流型动态畸变流场可表示为: $P^*(\theta, t) = P^*(\theta)_{ss} + \Delta P^*(\theta, t)$ 。式中 $P^*(\theta)_{ss}$ 表示稳态分布谱, $\Delta P^*(\theta, t)$ 表示脉动压力分布谱, 由 $P^*(\theta, t)$ 引起的压气机失速裕度损失为 $\Delta SM_{inst} = \Delta SM_{ss} + \Delta SM$, 其中 ΔSM_{ss} 为稳态畸变引起的压气机失速裕度损失, ΔSM 为脉动压力引起的失速裕度损失。所用数据取自文献[4]给出的全尺寸挡板湍流发生器的地面台架试验数据。发动机相对转速 $\bar{n} = 0.87$, 滤波器截止频率 $f_c = 200$ Hz, 稳态畸变指数 $(P^*_{平均} - P^*_{min}) / P^*_{平均}$ 为 0.059, 根据实测脉动压力均方根值及功率谱密度函数算出通量 $N = 2503$, 平均涡核尺寸 $\bar{a} = 5.931$ cm, $\bar{V}_{\theta_{max}}/U_0 = 6.4\%$ [4]。对换算频率为 0.1 的压气机, 由文献[1]的分析方法可算出 ΔSM_{ss} 为 4%。由本文的统计方法可预测出某一段时间(如 1 秒内)最可能最大失速裕度损失 ΔSM 为 2.6%, 所以 1 秒内湍流型动态畸变流场引起的压气机失速裕度损失 ΔSM_{inst} 为 6.6%, 在不同的压气机换算频率下, 最可能最大失速裕度损失与总涡数(即时间 t) 的关系见图 4。

结论 将湍流与压气机稳定性直接联系起来, 而无需最大瞬时畸变指数作为中间媒介, 只要由全尺寸台架试验或缩尺寸模型试验测得脉动压力均方根值和功率谱密度, 便可预测湍流引起的最可能最大失速裕度损失。

参 考 文 献

- 1 Melick H C. A Analysis of Inlet Flow Distortion and Turbulence Effects on Compressor Stability. NA SA CR 114577, March 1973
- 2 Melick H C, Ybarra A H and Bencze D P, Estimating Maximum Instantaneous Distortion from Inlet Total Pressure RMS and PSD Measurements A IAA Paper No. 75~1213
- 3 Jacocks J L and Kneile, K R. Statistical Prediction of Maximum Time-variant Inlet Distortion levels AD/A 004104
- 4 吴虎 进气道/发动机匹配技术研究: [学位论文] 西北工业大学, 1986

(责任编辑 魏星禄)

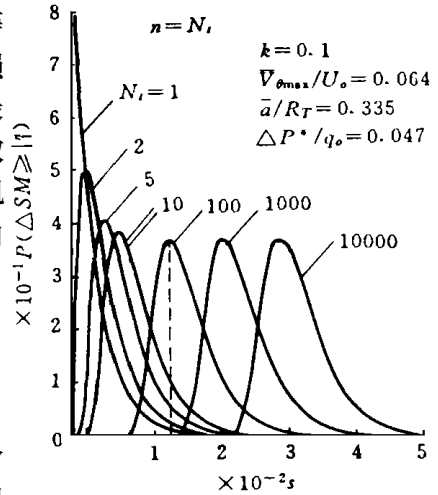


图 3 P 与 S 的关系曲线

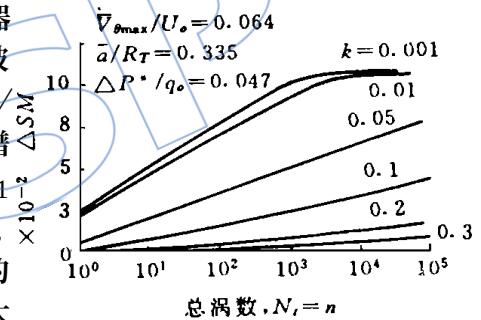


图 4 n 对 ΔSM 的影响