

文章编号: 1000-8055(2007)10-1722-08

叶尖泄漏掺混损失影响因素分析

邵卫卫^{1,2}, 季路成², 程荣辉³, 黄伟光²

(1. 中国科学院 研究生院, 北京 100080; 2. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100080;
3. 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 借鉴 Denton 不可压叶尖泄漏损失的理论分析, 推导出可压缩流动中叶尖泄漏掺混损失基本关系式, 其集中反映了尖区叶表压强、叶尖间隙、泄漏流量系数及总损失系数影响。在仅考虑泄漏掺混损失情况下, 数值分析了叶尖基元负荷、间隙、泄漏流量系数整体水平及其弦向分布等因素对叶尖泄漏掺混损失的影响。结果展示了各因素对叶尖泄漏掺混损失的作用及机理。最后提出一个重要的组合参数, 反映了叶片尖部载荷和叶尖间隙的流向分布对叶尖泄漏掺混损失的综合影响。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 叶轮机; 风扇/压气机; 涡轮; 叶尖泄漏; 可压缩流动; 掺混损失
中图分类号: V232.4 **文献标识码:** A

Analysis of influential factors to tip leakage mixing loss

SHAO Wei-wei^{1,2}, JI Lu-cheng², CHENG Rong-hui³, HUANG Wei-guang²

(1. Graduate School of Chinese Academy of Sciences, 100080, China;
2. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 100080, China;
3. China Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China)

Abstract: A basic relational model for tip leakage mixing loss of unshrouded blades for compressible flow was derived from theoretical analysis of Denton. Relationship. It reflected the influential factors such as blade surface static pressure, chordwise distribution of tip clearance, discharge coefficient and total pressure loss coefficient in the tip region. While only the mixing loss of tip leakage was considered, numerical analysis was performed for the influence of basic load of tip, clearance, average level and chordwise distribution upon mixing loss. The results clearly indicate the governing actions and mechanisms of various factors against the tip leakage mixing loss. Finally, an important combination parameter was put forward to reflect the overall influence of blade loading and tip clearance distribution on the tip leakage mixing loss.

Key words: aerospace propulsion system; turbomachinery; fan/compressor; turbine; tip leakage; compressible flow; mixing loss

叶尖区损失占叶轮机损失比重较大, 例如, Schaub 等^[1]发现高压比涡轮级中, 叶尖区损失可达转子总损失的 45%、级总损失的 30%, 这直接说明尖区损失在决定叶轮机效率水平方面起着关

键作用。不仅如此, 它还最终决定着叶轮机负荷能力以及风扇/压气机失速裕度, 大量研究^[2-3]都揭示着这一点。为清晰叶尖区损失机理进而寻找降低尖区损失的途径, 对叶尖区损失源进行粗略分

收稿日期: 2006-09-21; 修订日期: 2007-01-11

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No. 50376062)

作者简介: 邵卫卫 (1981-), 男, 湖北荆州人, 中国科学院工程热物理研究所博士生, 主要从事叶轮机气动设计方面研究。

类,如图 1 所示,其中端壁附面层、叶表附面层和激波及三者相互作用损失与叶尖泄漏并无关系,且相比于叶尖泄漏掺混所占损失份额明显偏小^[4-5],因而从不断提高叶轮机负荷能力角度看,明晰叶尖泄漏掺混损失机理和影响因素极为重要。

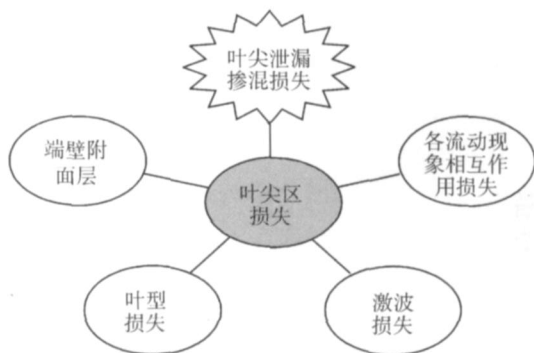


Fig. 1 Tip leakage loss sources

鉴于上述原因,本文将围绕叶尖泄漏掺混损失机理首先展开理论研究,力图解析其中各影响因素,并通过针对典型尖区叶表压强、叶尖间隙和泄漏流流量系数分布进行简单数值分析,建立关于各影响因素作用的感性认识,从而为高负荷叶轮机研制提供叶尖泄漏控制方面的指导和建议。

1 叶尖泄漏掺混损失的新关系式

在叶尖泄漏理论模型方面,Lakshminarayana^[6]和 Denton^[7]的研究被广为关注。前者借鉴 Betz^[8]工作,采用升力线方法导出了一种由总体参数(叶片升力系数、栅距、间隙高度等)估算叶尖泄漏相关损失的半经验关系式,泄漏涡诱导阻力以及泄漏涡卷动展向流动并使之动能散失是该方法下叶尖泄漏损失的全部,它并没有直接反应压差作用下叶尖泄漏的掺混损失,因而其经验系数常会因叶栅不同而变化。Denton 则抓住掺混损失是叶尖泄漏损失的主要部分这一点,注重叶尖泄漏主要由压差驱动,推导出叶尖泄漏掺混损失模型,给出了关于叶尖泄漏掺混损失机理及影响因素的物理本质阐释。本节以下就针对 Denton 模型仅适用于不可压流和忽略总压沿流程变化影响的缺憾,推导出新的叶尖泄漏掺混损失关系式。

1.1 推导假设

借鉴文献[7]的研究工作,采用图 2 所示泄漏流模型推导无冠叶片叶尖泄漏掺混损失的新关系式,推导过程中采用如下假设:

(1) 叶尖泄漏掺混损失体现为具有压力面速

度 V_p 的流体泄漏到吸力面后与速度为 V_s 的流体进行掺混导致的损失,掺混在吸力面主流与泄漏流接触后瞬即完成,且泄漏流与主流总温差别很小;

(2) 泄漏流流向速度分量不变,即压力面速度为 V_p 的流体被泄漏到吸力边后流向速度仍为 V_p ;

(3) 基于 Storer 和 Cumpsty^[9]提出的“压力面的流动在流向上动量守恒”假设(最初由 Rains^[10]提出),假设当地泄漏流动是垂直于流向的二维流动,而相比于叶片更厚且有更大弯角的高压比涡轮,本假设更适用于压气机;

(4) 将压力面静压作为泄漏流总压,吸力面静压作为泄漏流静压,其它损失及泄漏流实际流通面积影响、端壁相对旋转影响都归并为泄漏系数 C_d ;

(5) 假设主流总温沿弦向不变。

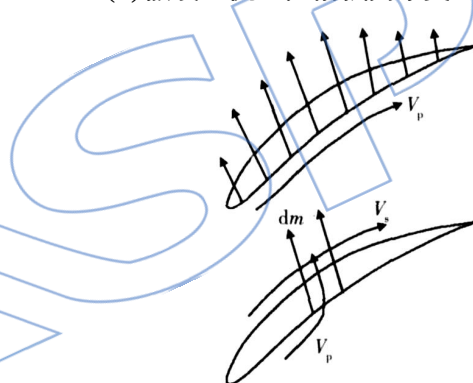


图 2 叶尖泄漏模型

Fig. 2 Tip leakage model (From [7])

注意:上述假设中速度、总压、总温均为叶片固连坐标系下的相对参数。

1.2 推导过程

根据假设(1),(2),及文献[7]的关系式:

$$\Delta S = C_p (\gamma - 1) Ma^2 \left(1 - \frac{V_p}{V_s} \right) \frac{dm}{m_{tot}} \quad (1)$$

其中 dm , m_{tot} 分别为泄漏流和主流的流量, ΔS 为熵增, γ 为比容热比,当地马赫数可表示为 (p , p_{loc} 分别为当地静压和总压)

$$Ma = \frac{\sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_{loc}}{p} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right]}}{\sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[(\bar{p})^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right]}} \quad (2)$$

掺混处马赫数即为主流中叶尖吸力面处马赫数,则其中静温、总温均为该位置吸力面的参数,则式(1)可变为

$$\Delta S = \gamma R \cdot Ma_s^2 \cdot \left(1 - \frac{V_p}{V_s} \right) \frac{dm}{m_{tot}} =$$

$$\gamma R \cdot Ma_s^2 \cdot \left(1 - \frac{Ma_p}{Ma_s} \cdot \sqrt{\frac{T_p}{T_s}} \right) \frac{dm}{m_{tot}} \quad (3)$$

根据假设(3)推导出横过流向长度 dz 的微元流量 dm 表达式为

$$dm = C_d \cdot K \frac{p_p}{\sqrt{T_p}} \cdot q(Ma_{leak}) \cdot g \cdot dz \quad (4)$$

其中 $q(Ma)$ 为由马赫数和比热容比表示的流量函数

$$q(Ma) = \frac{\sqrt{\frac{\gamma+1}{2} Ma^2}}{\sqrt{1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma^2}} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma^2 \right)^{-\frac{1}{\gamma-1}} \quad (5)$$

气动常数

$$K = \sqrt{\gamma R \cdot [2/(\gamma+1)]^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}}$$

由假设(4)和式(2)可得出泄漏流马赫数为

$$Ma_{leak} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_p}{p_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (6)$$

对于总流量,可用进口参数表示为

$$\Delta S(\tilde{z}) = \int_0^{\tilde{z}} S = \frac{\gamma R}{q(Ma_{in}) \cos \alpha_n} \cdot \frac{L}{t} \int_0^{\tilde{z}} d \cdot \tilde{g} Ma_s^2 \cdot q(Ma_{leak}) \frac{\tilde{p}_p}{\sqrt{(\tilde{p}_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} \left(1 - \frac{1 - (\tilde{p}_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - (\tilde{p}_s)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) d\tilde{z} \quad (11)$$

根据热力学关系,相对于进口处的熵增可表示为

$$\Delta S = C_p \ln(T^*/T_{in}^*) - R \ln(p^*/p_{in}^*) \quad (12)$$

由假设(5)并假设叶尖流向沿程总压损失不大,则上式可变为

$$\Delta S = R \frac{p_{in}^* - p^*}{p_{in}^*} \quad (13)$$

综合方程(11)和(13),则可获得最终的叶尖泄漏掺混所导致的总压损失系数:

$$\zeta_{leak}(\tilde{z}) = \frac{p_{in}^* - p^*}{p_{in}^* - p_{in}} = \frac{\Delta S(\tilde{z})}{R \left(1 - \frac{p_{in}^*}{p_{in}} \right)} =$$

$$\frac{\gamma}{q(Ma_{in}) \cos \alpha_n} \cdot \frac{L}{t} \cdot \frac{1}{1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma_{in}^2 \right)^{-\frac{1}{\gamma-1}}} \cdot$$

$$\int_0^{\tilde{z}} d \cdot \tilde{g} Ma_s^2 \cdot q(Ma_{leak}) \frac{\tilde{p}_p}{\sqrt{(\tilde{p}_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} \cdot \left(1 - \frac{1 - (\tilde{p}_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - (\tilde{p}_s)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) d\tilde{z} \quad (14)$$

$$m_{tot} = K \frac{p_{in}^*}{\sqrt{T_{in}^*}} \cdot q(Ma_{in}) \cdot h \cdot t \cdot \cos \alpha_n \quad (7)$$

将式(4),(7)代入(3)并沿流向从前缘积分至某位置 z 处,则可求出 z 处泄漏掺混熵增为

$$\Delta S(z) = \int_0^z S = \int_0^z \frac{\gamma R C_d Ma_s^2}{t \cos \alpha_n} \left(1 - \frac{Ma_p}{Ma_s} \sqrt{\frac{T_p}{T_s}} \right) \cdot \frac{g}{h} \frac{q(Ma_{leak})}{q(Ma_{in})} \cdot \frac{p_p/p_{in}^*}{\sqrt{T_p/T_{in}^*}} dz \quad (8)$$

其中 h, t 为进口高度和栅距, α_n 为进口相对气流角. 为简化计算,对上式中 z 以叶尖截面流向长度 L 、对压强 p 以进口总压 p_{in}^* 、对温度 T 以进口总温 T_{in}^* 、对间隙高度 g 以进口展高 h 进行无量纲化,得

$$\Delta S(\tilde{z}) = \int_0^{\tilde{z}} S = \int_0^{\tilde{z}} \frac{\gamma R C_d Ma_s^2}{\cos \alpha_n} \left(1 - \frac{Ma_p}{Ma_s} \sqrt{\frac{T_p}{T_s}} \right) \cdot \frac{L}{t} \cdot \tilde{g} \frac{q(Ma_{leak})}{q(Ma_{in})} \cdot \frac{\tilde{p}_p}{\sqrt{(\tilde{p}_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} d\tilde{z} \quad (9)$$

根据假设(4), $\tilde{T}_s, \tilde{T}_p$ 可统一划归为显含 $\tilde{p} = p/p_{loc}^*$ 的形式,

$$\tilde{T} = (\tilde{p})^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (10)$$

因此,(9)式可继续化为

$$\Delta S(\tilde{z}) = \int_0^{\tilde{z}} S = \frac{\gamma R}{q(Ma_{in}) \cos \alpha_n} \cdot \frac{L}{t} \int_0^{\tilde{z}} d \cdot \tilde{g} Ma_s^2 \cdot q(Ma_{leak}) \frac{\tilde{p}_p}{\sqrt{(\tilde{p}_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} \left(1 - \frac{1 - (\tilde{p}_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - (\tilde{p}_s)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) d\tilde{z} \quad (11)$$

在叶片尖部区域,主流沿弦向存在总压亏损,其主要由叶尖泄漏掺混损失、叶型损失、激波损失及其它相互作用导致的损失造成. 因此,流向上总压损失系数 ζ 可表示为

$$\zeta(\tilde{z}) = \zeta_{leak}(\tilde{z}) + \zeta_{profile}(\tilde{z}) + \zeta_{shock}(\tilde{z}) + \zeta_{other}(\tilde{z}) \quad (15)$$

则当地总压 p_{loc}^* 可表示为

$$p_{loc}^*(\tilde{z}) = p_{in}^* - \zeta(\tilde{z}) \cdot (p_{in}^* - p_{in}) = p_{in}^* [1 - C_1 \zeta(\tilde{z})] \quad (16)$$

其中对于可压流

$$C_1 = 1 - p_{in}/p_{in}^* = 1 - [1 + (\gamma-1)/2 \cdot Ma_{in}^2]^{-\gamma/(\gamma-1)} \quad (17)$$

$\zeta_{profile}, \zeta_{shock}, \zeta_{other}$ 分别为叶型损失系数,激波损失系数和其它相关损失系数. 则当地无量纲压力可表示为

$$\tilde{p} = p/p_{loc}^* = p/\{p_{in}^* [1 - C_1 \zeta(\tilde{z})]\} = \tilde{p}/[1 - C_1 \zeta(\tilde{z})] \quad (18)$$

至此,只要给定无量纲压强分布,便可求出某位置 $\tilde{z}$ 处泄漏掺混损失系数 $\zeta_{leak}(\tilde{z})$, 表示为

$$\zeta_{\text{leak}}(\tilde{z}) = \frac{p_{\text{in}}^* - p^*}{p_{\text{in}}^* - p_{\text{in}}} = \frac{\Delta s(\tilde{z})}{R \left(1 - \frac{p_{\text{in}}^*}{p_{\text{in}}} \right)} = \frac{\gamma}{q(Ma_{\text{in}} \cos \alpha_n)} \cdot \frac{L}{t} \cdot \frac{1}{1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma_{\text{in}}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \int_0^{\tilde{z}} \tilde{g} \cdot d\tilde{z} \cdot Ma_s^2 \cdot q(Ma_{\text{leak}}) \cdot \frac{\tilde{p}_p}{\sqrt{1 - C_l \zeta(\tilde{z})}} \cdot \frac{\tilde{p}_s}{\sqrt{1 - C_l \zeta(\tilde{z})}} \cdot \frac{1}{1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma_{\text{leak}}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} d\tilde{z} \quad (19)$$

1.3 初步分析

公式(19)能全面反映叶尖泄漏掺混损失的影响因素,逐一分析各因素影响如下:

(1) (L/t) 近似等于叶片稠度,根据(19)式可知,叶尖泄漏掺混损失与稠度成正比;

(2) 叶尖泄漏掺混损失与进气角(压气机,涡轮中采用出气角)余弦 $\cos \alpha_n$ 成反比;

(3) 叶尖泄漏掺混损失与平均泄漏系数 $\int_0^{\tilde{z}} d\tilde{z}$ 近似成正比;

(4) 叶尖泄漏掺混损失与平均间隙高度 $\int_0^{\tilde{z}} d\tilde{z}$ 近似成正比;

$$\zeta_{\text{leak}}(\tilde{z}) = \frac{p_{\text{in}}^* - p^*}{p_{\text{in}}^* - p_{\text{in}}} = \frac{\Delta s(\tilde{z})}{R \left(1 - \frac{p_{\text{in}}^*}{p_{\text{in}}} \right)} = \frac{\gamma}{q(Ma_{\text{in}} \cos \alpha_n)} \cdot \frac{L}{t} \cdot \frac{1}{1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma_{\text{in}}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \int_0^{\tilde{z}} \tilde{g} Ma_s^2 q(Ma_{\text{leak}}) \cdot \frac{\tilde{p}_p}{\sqrt{1 - C_l \zeta_{\text{leak}}(\tilde{z})}} \cdot \frac{\tilde{p}_s}{\sqrt{1 - C_l \zeta_{\text{leak}}(\tilde{z})}} \cdot \frac{1}{1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma_{\text{leak}}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} d\tilde{z} \quad (21)$$

这意味着上述分析计算是个迭代过程。另外,对于泄漏系数 C_d ,本文暂不进行其分布规律影响研究,这是因为,一方面,其对于整个泄漏掺混损失系数的影响方式与叶尖间隙相同,关于叶尖间隙分布规律的结论同样适用于泄漏系数;另一方面,泄漏系数并非完全独立变化,其影响因素很多,比如叶表压差大小、间隙与当地叶片厚度比值、端壁旋转与否、来流雷诺数等等,因此,参考文献[11]中所述,以下计算中泄漏系数取常值 $C_d = 0.8$ 。

除非特殊说明,下文计算(21)式中常数取值为: $Ma_{\text{in}} = 0.39$, $L/t = 1.2$, $\alpha_n = 60^\circ$ 。

2.2 结果分析

2.2.1 尖部叶片载荷影响

针对载荷重心(以最大压差点近似代替)在中部的 7 种 (Load(1)-Load(7)) 不同载荷水平(此

(5) 叶尖泄漏掺混损失还由泄漏系数、间隙高度、压强流向分布决定。具体影响只能通过数值分析确定。这正是以下数值研究的重点。

2 数值分析

2.1 数值分析模型

对于直接影响当地总压的总损失系数 ζ ,本文假定仅考虑叶尖泄漏掺混损失影响而忽略叶型、激波及其它损失带来的影响,即式(15)变为

$$\zeta(\tilde{z}) \approx \zeta_{\text{leak}}(\tilde{z}) \quad (20)$$

将上式代入式(19)中,则有

处定义为: $\int (p_p - p_s) d\tilde{z}$ 叶尖截面,给定叶尖间隙 2% 展高条件下,由式(21)计算出相应叶尖泄漏掺混损失。图3绘出叶尖掺混损失随载荷系

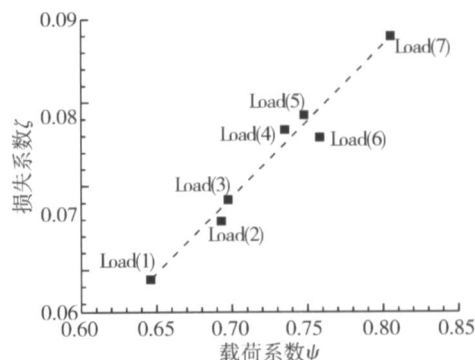


图 3 泄漏掺混损失系数与载荷系数关系
Fig. 3 Loss coefficient for different levels of blade loading

数可以看出,载荷重心附近恰恰是泄漏掺混损失增长最快的区域. 其中叶片载荷系数 ψ 的变化规律,表明:叶尖泄漏掺混损失与叶尖截面载荷系数近似成线性关系,即叶尖载荷水平越高,叶尖泄漏掺混损失就越大.图 4 给出了这 7 种载荷水平下,叶尖泄漏损失系数沿流向发展规律,定义如下

$$\psi = \int (p_p - p_s) dz / (p_{in}^* - p_{in})$$

叶尖载荷变化影响不仅体现在叶尖截面选型上,还体现在同一叶型条件下变工况影响.以变背压方式变工况为例,针对某高折转角叶型 5 种背压压方式进行了计算,图 5(图中 p/p^* 表示工作背压与进口总压的比值,无量纲静压表示静压与进口总压的比值,下同)示出了不同工况下叶表静压分布,体现了背压变化带来的总载荷变化.注意:此处是总载荷而不是载荷系数.图 6 示出不同工况下泄漏掺混损失系数的流向发展情况.图 7(图中 Ma 为进口马赫数)则给出各工况下叶尖泄漏掺混导致的总压损失随压力面与吸力面压差的变化趋势.清晰表明,泄漏损失与总载荷呈线性变化,

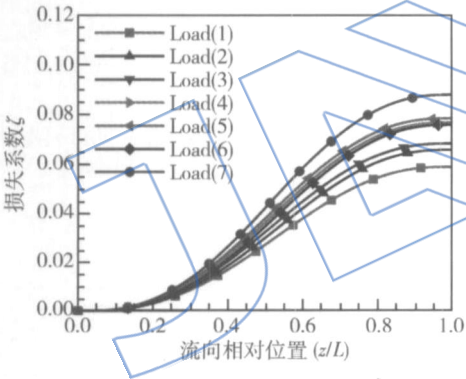


图 4 不同载荷水平下泄漏掺混损失发展规律
Fig.4 Streamwise growth of loss coefficient for different levels of blade loading

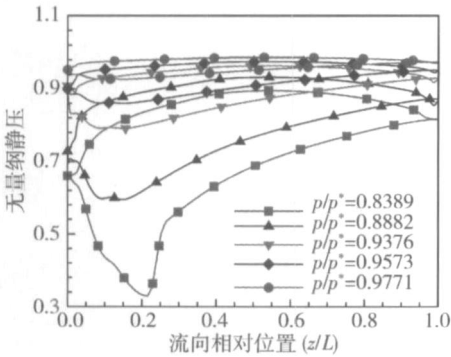


图 5 某亚声叶型不同工况下叶尖静压分布
Fig.5 Static pressure distribution of a subsonic blade surface at different working conditions

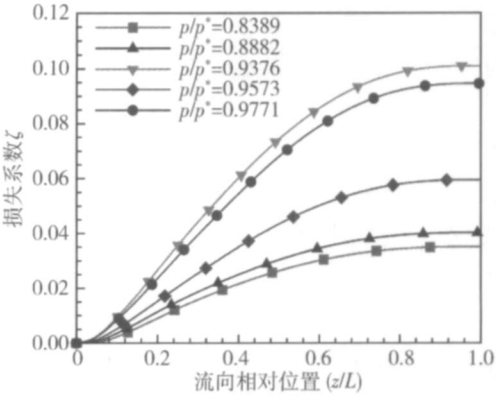


图 6 不同工况下泄漏掺混损失流向发展规律
Fig.6 Streamwise growth of tip leakage mixing loss coefficient at different working conditions

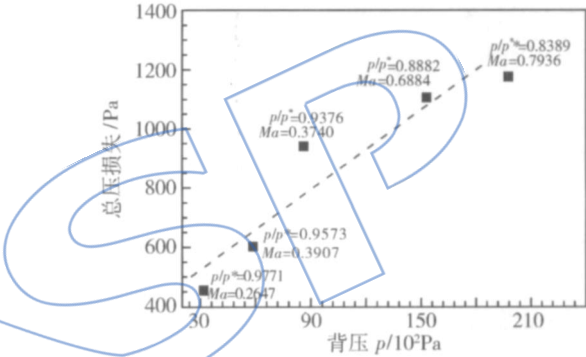


图 7 不同工况下叶尖泄漏掺混导致的总压损失
Fig.7 Tip leakage mixing loss at different working conditions

而损失系数与载荷系数并不呈线性变化规律,由式(17)可知,不同工况下进口马赫数不同,从而导致 C_L 不同,所以不同工况下各系数分母也在变化,也就致使了系数的不同趋势.

总之,上述分析表明:总载荷水平决定泄漏掺混损失大小.

2.2.2 叶片载荷分布影响

除了叶片总载荷水平决定叶尖泄漏掺混损失外,载荷(压差)的流向分布会不会也施加影响?为此,设计了总载荷相同的 3 个不同载荷分布形式,如图 8 所示,分别称为前、中、后加载.图 9 是计算获得的损失系数分布规律,它表明:总载荷相同的前、中、后加载方式下,叶尖总泄漏掺混损失差别很小,但泄漏掺混损失随流程变化很大,是与载荷重心位置严密相关的.

由于(21)中并非对称地显含吸力面、压力面静压影响,故怀疑即便总载荷一致,载荷(压差)分布一致,静压分布不一致也会产生损失差别.为此设计如图 10 所示 3 种压强分布,它们总载荷一致、载

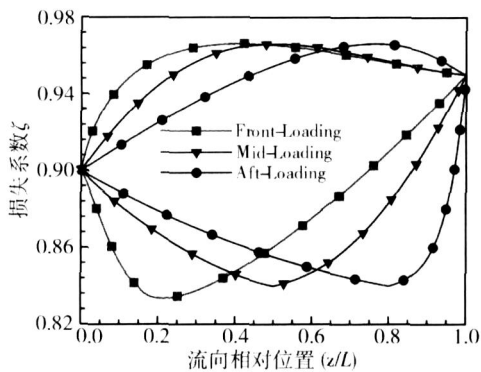


图 8 相同总载荷不同载荷重心位置

Fig. 8 Pressure distribution with different centers and same level of blade loading distribution

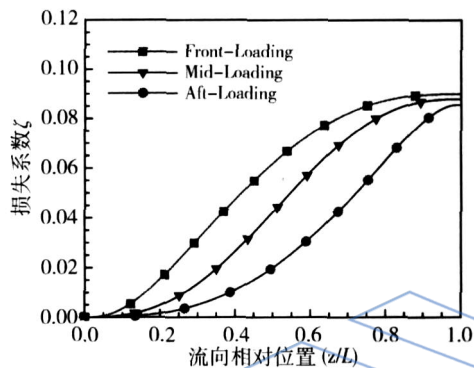


图 9 载荷重心位置与泄漏掺混损失流向发展规律

Fig. 9 Streamwise growth of loss coefficient for different centers and same level of blade loading distribution

荷分布一致,但静压分布不同,由图 11 看出,静压分布不一致也会产生总掺混损失及其流向分布的差异,静压越大损失也越大,但是差异较小。

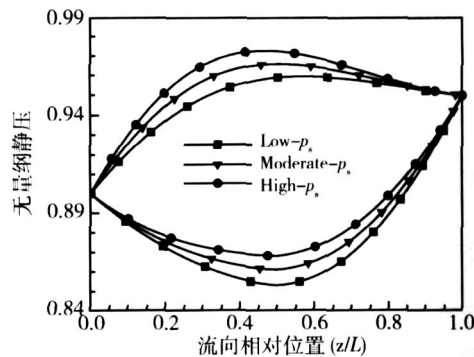


图 10 相同总载荷不同静压峰值

Fig. 10 Different pressure distribution with same center and same level of blade loading distribution

本节研究表明:载荷分布、压强分布对叶尖泄漏掺混损失影响微弱,其中对于总载荷与载荷流

向分布均一致而静压分布不同的情形,表现出静压越大造成的损失也越大的趋势.注意:该结论仅适用于等间隙分布情形。

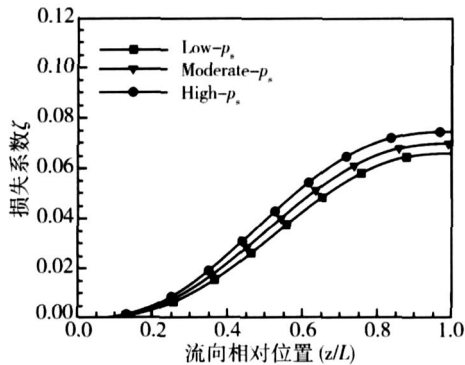


图 11 不同静压峰值与泄漏掺混损失发展规律

Fig. 11 Streamwise growth of loss coefficient for different static pressure distribution

2.2.3 载荷与间隙分布组合影响

由 1.3 节第(4)个结论可知,叶尖泄漏掺混损失与平均间隙成正比.那么,间隙大小的流向分布又会对掺混损失产生什么影响?为此,除等间隙分布外,还设计了其它 6 种间隙分布(2 种线性、4 种二次曲线形式),如表 1 所示,它们都有同样的平均间隙。

表 1 叶尖间隙分布形式

Table 1 Definition of Tip Clearance Chordwise Distribution

叶尖间隙 分布形式	间隙高度/展高 (平均相对间隙高度 2%)		
	前缘	弦线中点	尾缘
Gap-1	—	2.0%	2.0%
Gap-2	/	2.0%	3.2%
Gap-3	\	2.0%	0.8%
Gap-4	∪	1.2%	3.6%
Gap-5	∩	2.8%	0.4%
Gap-6	∪	1.2%	5.2%
Gap-7	∩	1.2%	2.0%

图 12~图 14 给出不同间隙分布下前、中、后加载时掺混损失系数沿流向变化趋势。

图 15 整理了各种间隙分布下泄漏掺混损失随载荷分布形式的变化.总结图 12~图 15 有下述规律可循:

(1) Gap-2 和 Gap-3, Gap-4 和 Gap-5, Gap-6 和 Gap-7 三对对称间隙分布形式导致掺混损失系数随载荷分布形式呈现对称特征;

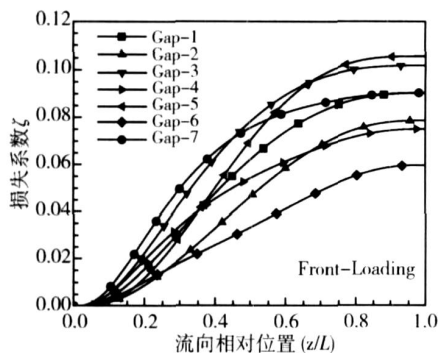


图12 前加载+不同间隙分布的掺混损失

Fig. 12 Loss coefficient as a function of distribution of tip clearance (front-loading)

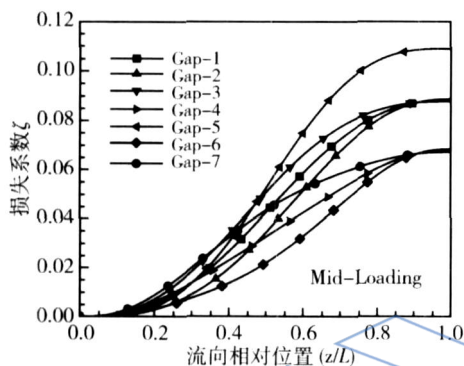


图13 中间加载+不同间隙分布的掺混损失

Fig. 13 Loss coefficient as a function of distribution of tip clearance (mid-loading)

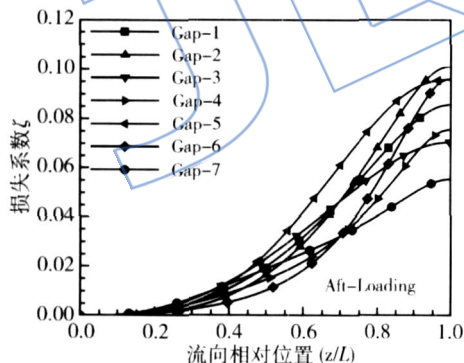


图14 后加载+不同间隙分布的掺混损失

Fig. 14 Loss coefficient as a function of distribution of tip clearance (aft-loading)

(2)就总泄漏掺混损失系数而言,中间间隙最小(1.2%)的 Gap-4, Gap-6 和 Gap-7 小于中间间隙其次大(2%)的 Gap-1, Gap-2 和 Gap-3,小于中间间隙最大(2.8%)的 Gap-5;

(3)掺混损失沿流向分布与载荷重心位置紧密关联。

那么,为什么会出现上述特征规律?而除了上述规律性外,为什么图15中同时又显现了掺混

损失随间隙变化总体上的杂乱无章?仔细分析载荷与间隙分布的组合和结果关联,发现当地压差和间隙之积是能体现这种组合差别的关键量。为此,定义该组合特征量为:

$$\Lambda = \int (\tilde{p}_p - \tilde{p}_s) \cdot \tilde{g} dz \quad (22)$$

将图15中所有损失系数数据以 Λ 为横坐标整理获得图16,发现各种载荷与间隙分布组合下,叶尖泄漏掺混损失系数随 Λ 近线性变化,即 Λ 越大,掺混损失系数越大。可见 Λ 是个能综合表征载荷与间隙分布组合影响的参数。

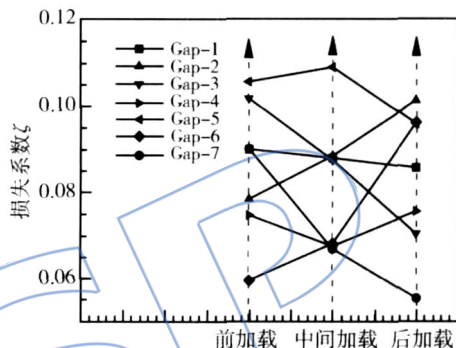


图15 间隙与载荷分布对掺混损失影响

Fig. 15 Loss coefficient as a combined function of distribution of tip clearance and blade loading

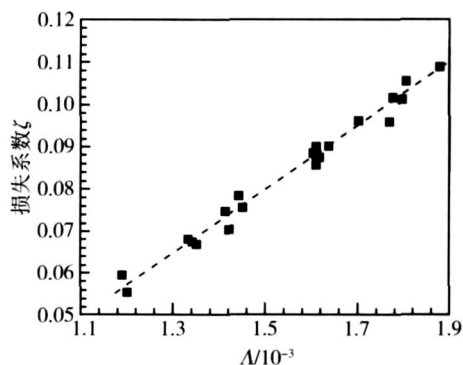


图16 中间加载时不同间隙分布下的损失系数

Fig. 16 Loss coefficient as a function of the combined parameter Λ (mid-loading)

3 结论及展望

借鉴 Denton 叶尖泄漏损失理论,本文对叶尖泄漏掺混损失进行了更深入的研究,使其由只适用于不可压流变为兼顾可压缩流动,而且能够考虑间隙、泄漏系数以及损失系数沿流向分布对掺混损失的影响。由此,经过进一步理论分析和简单数值计算,清晰地获得了以下结论:

(1)叶尖泄漏掺混损失与尖区叶片稠度成正比、与进气角或出气角余弦成反比、与平均泄漏系

数近似成正比、与平均间隙高度近似成正比;

(2) 叶尖泄漏掺混损失与尖区叶片载荷水平成正比;以上结论均可由 Denton 针对不可压流动的叶尖泄漏掺混计算方法获得,而下述便为改进后的计算式所获得的结论;

(3) 对于总载荷相同而载荷分布不同的情形,叶尖泄漏掺混损失所受影响甚微;而对于总载荷相同静压分布不同的情形则表现出损失随静压增加而变大的趋势,但影响较小;

(4) 叶尖泄漏掺混损失与叶尖间隙、载荷分布组合参数 $\Lambda = \int (\tilde{p}_p - \tilde{p}_s) \cdot g \cdot d\tilde{z}$ 近似成正比,即设计者应避免将最大载荷与最大间隙组织在同一区域,否则将导致极大的损失。

以上结论虽然对指导尖区参数选择很有裨益,但却要注意其与尖区叶型损失、端壁损失、激波损失及各现象相互作用损失的综合和折衷。

致谢:

感谢国家自然科学基金委支持;感谢中科院工程热物理所朱俊强教授提供的高折转角叶型数据。

参考文献:

[1] Schaub U W, Vlasic E, Moustapha S H. Effect of tip clearance on the performance of a highly loaded turbine

stage [R]. AGARD-CP-537, 1993.

- [2] Smith G D J, Cumpsty N A. Flow phenomena in compressor casing treatment [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(3): 532-541.
- [3] Wisler D C. Loss reduction in axial flow compressors through low-speed model testing [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1985, 107(2): 354-363.
- [4] Booth T C. Importance of tip clearance flows in turbine design [C] //Tip Clearance Effects in Axial Turbomachines. VKI Lectures Series 1985-05.
- [5] Bindon J P. The measurement and formation of tip clearance loss [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1989, 111(2): 257-263.
- [6] Lakshminarayana B, Horlock J. Secondary and leakage flow in turbomachines [J]. Int. J. of Mechanical Sciences, 1963, 5(1): 287-307.
- [7] Denton J D. Loss mechanisms in turbomachines [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, 115(3): 621-656.
- [8] Betz A. Hydraulische probleme [R]. V. D. I. Verlag, 1926.
- [9] Storer J A, Cumpsty N A. Tip-leakage flow in axial compressors [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1991, 113(2): 252-259.
- [10] Rains D A. Tip clearance flows in axial flow compressors and pumps [R]. California Institute of Technology Hydrodynamics Laboratory Report 5, 1954.
- [11] Storer J A. Tip clearance flow in axial compressors [D]. Ph. D Thesis, Cambridge University, 1991.