

涡轮叶片尾缘出流对带叉排扰流柱阵列的内冷通道传热特性的影响

南京航空航天大学
燃气涡轮研究院

吉洪湖*
王代军

玉宝官
邓化愚

【摘要】 本文用实验的方法模拟研究了涡轮叶片尾缘出流对带叉排扰流柱阵列的内冷通道的对流换热特性的影响。实验模型通道为矩形通道, 扰流柱的排列参数 S_n/d 为 6.5, S_p/S_n 为 1.2, 其中 d 为扰流柱的直径, S_n 为扰流柱横向间距, S_p 为 2 倍的纵向间距。矩形模型通道的长边与转轴的夹角为 20° 。研究了出流孔总面积 A_0 与通道最大截面积 A 的比值, 雷诺数 Re , 转动数 Ro 等参数对传热特性的影响。并比较了尾缘出流与叶尖出流的换热特性。

主题词: 叶片 尾流 传热
分类号: V231.1

1 引言

为了减低涡轮叶片尾缘的温度提高叶片的使用寿命, 在叶片的尾缘沿叶高方向开设冷却空气出流孔是一种行之有效的冷却技术。这种技术已被多种发动机的涡轮叶片采用, 如罗一罗公司的 RB211 发动机的高压一级涡轮叶片就采用了这种技术。事实上, 这种冷却技术常与带扰流柱阵列的内冷通道结合在一起使用。本文通过三个带扰流柱阵列的矩形通道实验模型模拟研究了涡轮叶片尾缘出流对带叉排扰流柱阵列的内冷通道传热特性的影响。研究了出流孔的总面积 A_0 与通道最大截面积 A 的比值, 雷诺数 Re 和转动数 Ro 等因素对传热的影响。

2 实验模型及数据处理

本实验所用的实验装置在参考文献[1]中已作了详细的描述, 本文将不再重复。所用各模型的扰流柱排列参数及通道的主要几何结构参数均与参考文献[2]中模型 1 相同(见图 1 和表 1), 所不同的是在这里通道顶部是封闭的, 出流孔设置在矩形通道的一个窄边上。所有出流孔的直径均为 6 mm。为了研究出流孔总面积 A_0 与通道无扰流柱处最大截面积 A 之比对通道传热的影响, 本实验共采用了三种实验模型, 分别编号为模型 10, 11 和 12。模型 12 有 15 个出流孔, 均布在距模型底部 107 mm 至 261 mm 之间。保留 107 mm 处的第一个孔, 每隔一个孔去掉一个孔, 就是模型 11 的孔的布置。在模型 11 的基础上, 再每隔一个孔去掉一个孔, 就是模型 10 的孔的布置。为了模拟叶片出流方向与旋转轴之间的关系, 模型通道的安装角 α (由通道顶部向转轴观察, α 为通道的长边与转轴的夹角) 取为 20° 。表 1 中的模型 9 为具有相同扰流柱参

1998 年 10 月收稿; 1999 年 1 月收到修改稿。

* * 男 41 岁 教授 南京航空航天大学动力工程系 210016

数的叶尖出流模型,其 A_o/A 的值与模型 12 相近,用于比较叶尖和尾缘两种不同的出流方式对传热的影响。

表 1 实验模型的几何参数

模型号	出流孔数	A_o/A	S_n/d	S_p/S_n	$\alpha/(^\circ)$
9	叶尖出流	1.0			
10	4	0.27			
11	8	0.54	6.5	1.2	20
12	15	1.02			

换热系数根据公式 $h = q/(T_w - T_B)$ 确定,其中热流量 q ,壁面温度 T_w 的测量采用与文献[1]相同的方法。对于尾缘出流的叶片,沿着叶高通道内的流量是变化的。为了根据能量平衡法计算气流温度 T_B ,必须知道流过通道各截面的确切的冷气流量。为此在进行传热实验之前首先在静止状态下对各出流孔的流量系数 C_f 进行了实验测定,见参考文献[3]。并在此基础上确定了静态时各出流孔的流量分配。在进行旋转传热实验时,应考虑由于离心力而引起的通道内的压力分布的变化,及由此造成的流量分配的改变。但由于实验条件限制,本实验没有对旋转状态下的压力分布进行实测,而直接采用静态时的各孔的流量分配。由此而引起的误差可由以下方法估算:

由流量系数的定义式 $C_f \equiv m/[A_m(2\rho\Delta p)^{0.5}]$ (其中: A_m 为孔的面积, m 为通过的流量) 可知,流量的相对误差可由下式 $\delta m/m = [(\delta C_f/C_f)^2 + (\delta\rho/2\rho)^2 + (\delta\Delta p/2\Delta p)^2]^{1/2}$ 估算。在 $Re(\equiv \rho DV/\mu) = 8000 \sim 25000$ 的范围内, C_f 的对应取值范围^[3]为 0.37~0.49。在给定的雷诺数下,沿通道高度方向的各出流孔的流量系数的最大差别约为 0.03。由于旋转引起的离心力造成的通道 Z 处的压力变化可由式 $\Delta p_r = 0.5\rho\Omega^2 Z^2$ 来估算。在本实验中通道的最大旋转角速度为 105 rad/s, $Z_{\max} = 0.37$ m, 取 27℃时的流体的密度进行估算得 $\Delta p_{r\max}$ 为 900 Pa。在 $Re = 12000$ 时 C_f 取值为 0.405~0.435, 根据上式估算,此时由于流量系数和压力分布的误差而引起的出流孔流量的误差保守地估算不大于 7%。

3 实验结果分析

3.1 静态时局部努塞尔数 Nu_s 沿通道轴向的分布

图 2 给出了静态时模型 12 的局部努塞尔数 Nu_s 沿通道轴向随雷诺数的变化曲线。图中平

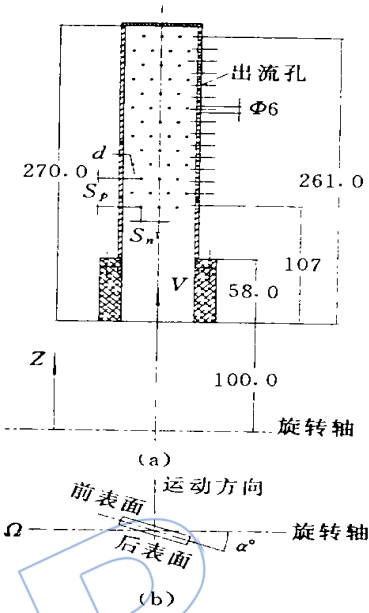


图 1 (a) 扰流柱的排列, 出流孔的设置; (b) 模型通道的安装角 α 及模型前、后表面的定义(顶视图)

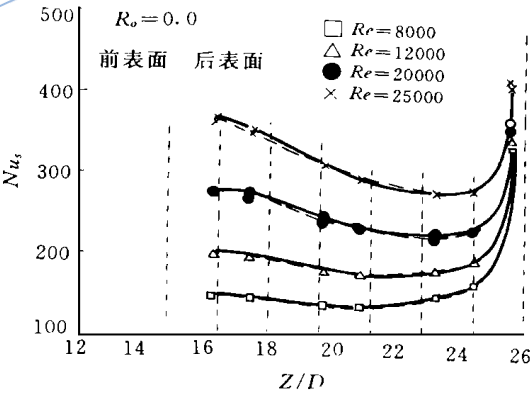


图 2 模型 12 静态时 Nu_s 沿通道轴向随 Re 的变化

行于纵坐标轴的虚线表示出流孔中心位置,为了清晰起见,图中每隔一个孔绘出一条虚线。在图中通道前后表面的实验点用相同的符号表示,但前表面各点的连线为实线,后表面的连线为虚线。从图中看出,雷诺数越大,通道各点的换热越好,这一点与叶尖出流通道是相同的^[2]。对于给定的雷诺数,随着 Z/D 的增大, Nu_s 先不断减小,在某处达到最小值,然后开始不断增加,且在最后一个点处增加尤为显著。这是由于随着 Z/D 的增加,流量不断经各出流孔流出,使通道内参与对流换热的冷气流量不断减少,从而使这一段通道上的换热不断减小;当接近通道顶部时,气流的轴向速度降低,压力增大,使得通道最顶部一个孔的流量加大从而引起换热量的加大,与此同时,由于上游通道内扰流柱及出流孔对流场的共同扰动影响,使得在接近顶部时流动的紊流度很大,这也有利于对流换热能力的提高。

事实上,模型 10 和 11 与模型 12 有类似的换热特点。但随着通道上出流孔增多,出流面积增加, Nu 数开始上升的位置向通道顶部移动。对模型 10,这一位置为 $Z/D = 21$;对模型 11,为 $Z/D = 22.5$;对模型 12,则变为 $Z/D = 24.5$ 。

3.2 尾缘出流通道旋转时 Nu/Nu_s 随 Z/D 的变化

图 3(a)~(c) 是 $Re = 12000$ 时 3 种尾缘出流模型通道各点 Nu/Nu_s 在不同转动数 $Ro (= \Omega D / V)$ 下沿通道轴向的变化曲线。由模型 10 的实验曲线图 3(a) 可以看出,当 $Ro \leq 0.04$ 时,在

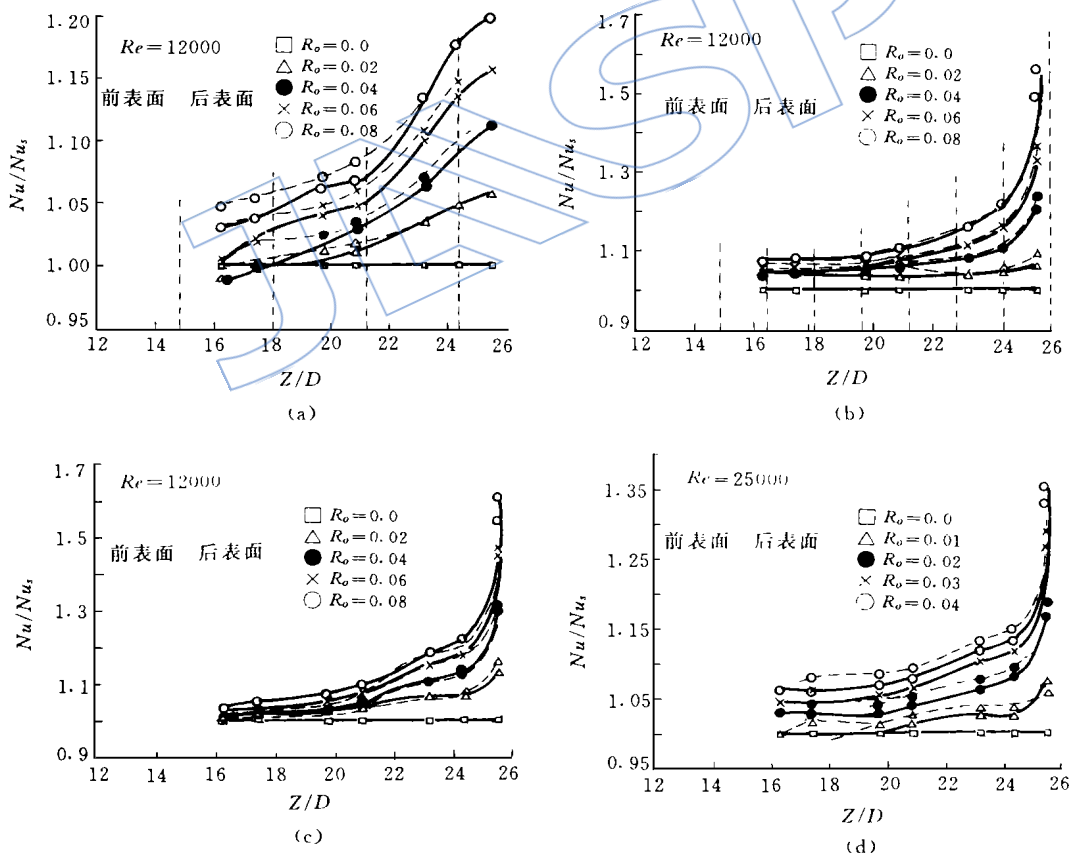


图 3 模型 10, 11 和 12 Nu/Nu_s 在不同 Ro 数下沿通道轴向的变化(a. ~c. $Re = 12000$; d. $Re = 25000$)

$Z/D < 17.5$ 的范围内, 换热比静态时稍有降低。除此以外的其它旋转状态下, 3 个模型的前、后

表面的换热系数都比静态时有所提高,且转动数 Ro 越大,换热能力提高得越多;与叶尖出流通道类似^[2],在各个转动数下,后表面换热的增加量都略大于前表面换热的增加量。沿着通道轴向,3个模型的 Nu/Nu_s 值也呈不断增大的趋势,而且越接近通道顶部,换热增加的程度也越大。在通道的最后一个温度测试点处,换热的增加尤为突出,如模型 11 和 12,当 $Ro=0.08$ 时(见图 3(b)和图 3(c))这种增加量甚至达到了约 60%。这是由于通道顶部的流体承受的离心力最大,使得由最后一个孔流出的流量增多和上游扰流柱及出流孔对流场扰动的共同作用的结果。

但是,由于离心力的作用,在相同的雷诺数下靠近模型顶部的孔的流量增大,而接近叶根的孔的流量则相对减少。由于实验中直接采用静态时各尾缘出流孔的流量分配,没有考虑旋转引起的流量分配的改变。这势必造成接近叶根处气流的温度估算偏低,换热系数偏小(如模型 10 中 $Nu/Nu_s < 1.0$ 的几点),而接近叶顶处的气流温度估算偏高,换热系数偏大。图 3(d)给出了模型 12 在 $Re=25000$ 时 Nu/Nu_s 沿通道轴向的分布。可以看到,在相同的 Ro 时 $Re=25000$ 的 Nu/Nu_s 的值比 $Re=12000$ 时略高。

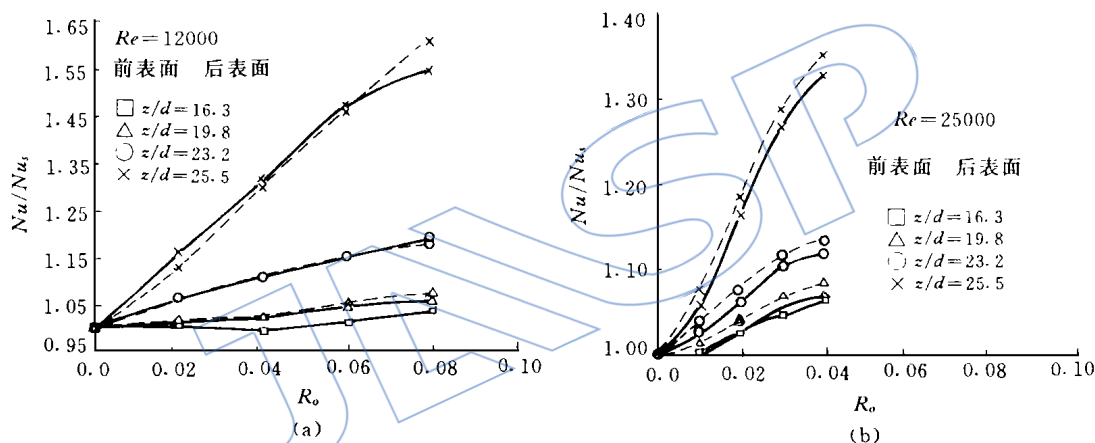


图 4 模型 12 Nu/Nu_s 随 Ro 数的变化(a. $Re=12000$; b. $Re=25000$)

为了更清楚地分析 Nu/Nu_s 随转动数 Ro 的变化规律,图 4(a)和图 4(b)分别给出了雷诺数 $Re=12000$ 和 25000 时模型 12 的旋转换热 Nu/Nu_s 随转动数 Ro 的变化曲线。可以看到,尾缘出流模型通道前、后表面的 Nu/Nu_s 都随着转动数 Ro 的增加而单调增加。并且通道轴向位置 Z/D 越大,旋转引起的换热系数的增加越多。其变化规律近似与 Z 的平方成正比。这与离心力引起的通道内压力增加与 Z 的平方成正比是一致的。比较图 4(a)和(b)表明,在相同转动数 Ro 和相同 Z/D 时,雷诺数提高到 25000 后的换热能力要高于 $Re=12000$ 时的实验结果。模型 10 和 11 也有类似的现象,比较这 3 种模型在 $Re=12000$ 的结果表明:尾缘出流孔越多出流量越大,在相同的转动数 Ro 下,换热的增加量越多。

3.3 尾缘出流模型换热与叶尖出流模型换热的比较

图 5 给出了叶尖出流模型 9 和尾缘出流模型 12 在静止时和旋转时换热特性的比较。图中的实线表示模型 12 的结果,虚线表示模型 9 的结果。

在静态时两者的差别是非常明显的,沿着通道轴向,叶尖出流模型 9 的换热单调增加,而尾缘出流模型 12 的 Nu_s 数则先降低然后在通道顶部附近迅速增加。但是,尾缘出流通道的换

热总体上比叶尖出流通道好,在相同雷诺数 Re 和通道轴向位置 Z/D 处尾缘出流通道各点的换热几乎都是叶尖出流时的两倍左右。这主要是由于气流从通道底部向顶部流动的过程中,每经过一个出流孔都有一部分流量排出,并带走一部分热量,从而增加了换热;而对于叶尖出流通道,所有的热量都由从通道顶部排出的气流带走,这相对来说不利于通道内的换热。

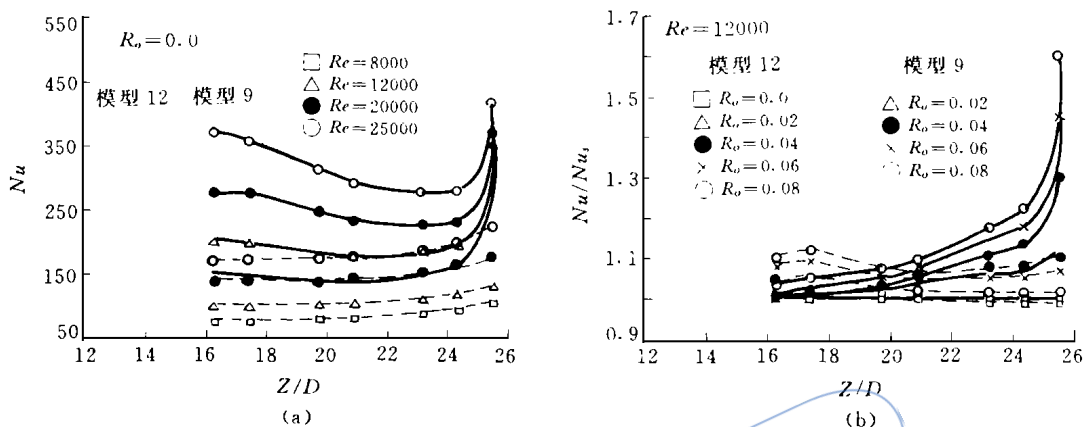


图 5 叶尖出流模型 9 和尾缘出流模型 12 静态和旋转时换热 Nu/Nu_s 沿通道轴向分布的比较

(a. 静态, $Ro = 0$, $Re = 8000 \sim 25000$; b. 旋转, $Ro = 0 \sim 0.08$, $Re = 12000$)

旋转时,两种通道的换热都比静态时有所提高。对 $Z/D < 20$ 的各个点,叶尖出流通道的换热比尾缘出流通道增加得多,而对于 $Z/D > 20$ 的各个点,则是尾缘出流通道的换热增加量大于叶尖出流通道。对尾缘出流通道,沿通道轴向 Nu/Nu_s 是一直增加的,都比静态时大;而叶尖出流通道在 $Ro = 0.02$ 时,当 Z/D 较小时, Nu/Nu_s 的值大于 1,但 Z/D 增大到 21 以后,换热却低于静态时的值。尾缘出流通道旋转时比静态时换热的最大增量达到 60% 左右,尽管如前所述,实际增加量可能要小于此值,但仍远远高于叶尖出流通道相应状态下的增加量。

4 结 论

(1) 静态时, Re 越大,尾缘出流模型各点的换热越好;在大部分区域内,随着 Z/D 的增加, Nu_s 是下降的,但到接近通道顶部时 Nu_s 骤然增加。(2) 旋转时,换热系数一般比静态时大;转动数 Ro 越大,相对静态换热的增加量 Nu/Nu_s 越高; Nu/Nu_s 随 Z/D 是增加的,并且越接近通道顶部增加的越多。(3) 尾缘出流孔越多,出流量越大,在相同的 Ro 下 Nu/Nu_s 越高。(4) 静态时,尾缘出流模型各截面的 Nu_s 约为对应条件下叶尖出流模型的 2 倍。(5) 旋转时,在 $Z/D < 20$ 的区域内,叶尖出流模型的 Nu/Nu_s 高于尾缘出流模型,但在 $Z/D > 20$ 时则反之。

参 考 文 献

- 1 王代军,吉洪湖,王宝官.带有叉排扰流柱阵列的旋转矩形通道的对流换热实验研究.重庆:中国工程热物理学会传热质学学术会议,论文编号 973083,1997
- 2 吉洪湖,王宝官,王代军,邓化愚.叉排扰流柱排列参数对旋转矩形通道对流换热特性的影响.航空动力学报,1999,14(3):231-236
- 3 王代军.带有叉排扰流柱阵列的矩形旋转通道的对流换热实验研究:[硕士学位论文].南京航空航天大学,1998

(责任编辑 杨再荣)

EFFECT OF TRAILING EDGE EJECTION OF TURBINE BLADES ON HEAT TRANSFER OF COOLING PASSAGE WITH STAGGERED PIN FINS

Ji Honghu and Wang Baoguan

(2nd Dept. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

Wang Daijun and Deng Huayun

(Department of Power Engineering, Xindu 610500)

ABSTRACT

An experimental research was conducted to simulate the effect of trailing edge ejection of turbine blades on heat transfer of the inner cooling passage with staggered pin fin array. The test model was a rotating rectangular duct with staggered pin fin array. The parameter of S_n/d equals 6.5 and S_p/S_n takes a value of 1.2, where d is the diameter of the pin fin, S_n and S_p are the transverse space and twice the axial space between pin fins respectively. The angle between the long side of the rectangular duct and the rotation axis is 20 degree. The effects of the ratio between the total area of the trailing edge ejection holes A_0 and the maximum cross section area of the duct A , Reynolds number Re , rotation number Ro and other relevant parameters on heat transfer were investigated. The heat transfer characteristics of the rotation rectangular duct with trailing edge ejection were compared to those with top end ejection.

Key Words Heat transfer Blades Wakes

THERMAL ANALYSIS MODELS AND TEMPERATURE FIELD CALCULATION OF BEARING OIL CAVITY IN AN AEROENGINE

Li Jian

(1st Division, Gas Turbine Institute, Xindu, Sichuan 610500)

Liu Zhiquan

(Beijing Institute of Spacecraft System Engineering, Beijing 100086)

Yuan Peiyi

(7th Dept. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT

Endurance and reliability of an aeroengine and its bearings are closely related to the thermal state of the bearing oil cavity. The major heat sources which affect the thermal behavior of the bearing oil cavity in an aeroengine are analysed. The models for calculating bearing heat generation, graphite seal heat generation, heat leaking from the graphite seal, convection coefficients and temperature fields of the bearing oil cavity are established. The thermal balance coupled equations of the bearing oil cavity are derived from these models by thermal net method and are solved by quasi-Newtonian method. The steady state temperature fields of the bearing oil cavity are obtained from the solutions of 10 different operation conditions and are consistent with the experimental results in general.

Key Words Aircraft engines Bearings Temperature field Thermal analysis