

高负荷跨音速复合气冷涡轮叶片的试验研究

燃气涡轮研究所 刘存禄 罗明俊 邓化愚 刘玉芳
沈阳航空发动机研究所 王华阁 南华动力机械研究所 盛荣昌

【摘要】 在燃气涡轮研究所 (GTE) 的涡轮叶片综合冷却效果试验器上对四套大载荷跨音速复合式气冷涡轮叶片 (多种气膜孔方案), 成功地进行了 290 小时试验。试验结果表明, 导叶在 2- 8%, 动叶在 1- 6% 宽广的冷气流量比范围内, 具有良好的冷却特性。此外还分析了叶片参数对冷却效果的影响。

一、试验设备和试验件

试验设备管路简图图 1。(1 进气控制阀 2 流量喷嘴 3 燃烧室 4 试验段 5 排气管 6 反压调节阀 7 冷气控制阀 8 干燥箱 9 稳压箱 10 流量管 11 硅碳棒加温炉)

导叶试验段图 1 由五个真实叶片组成四个燃气通道扇形叶栅, 动叶则由七个真实叶片组成六个通道扇形叶栅。在试验段中, 中间一片叶片为试验件, 其余为陪衬叶片。试验段全部采用水冷保护。在叶栅前、后布置了总温、总压和静压测点。并且, 测量了叶片进口冷气的总温、总压和流量。

四套复合式气冷叶片 (导叶 I、导叶 II、动叶 I、动叶 II) 有多种气膜孔方案, 如图 2 所示。

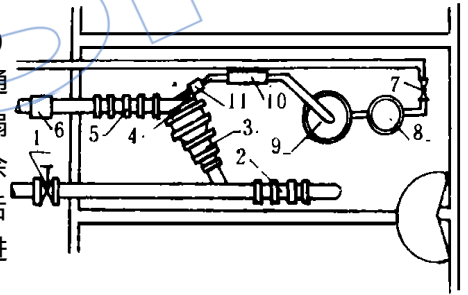


图 1 试验设备管路简图

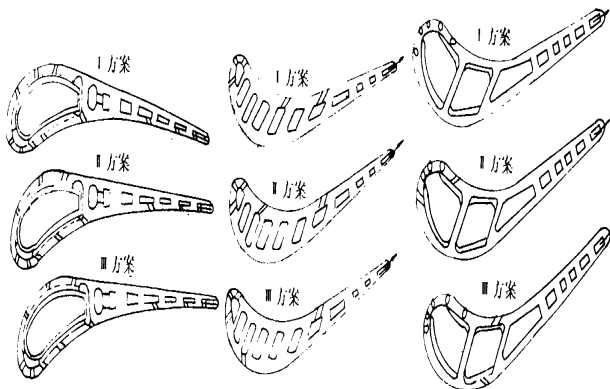


图 2 复合气冷叶片气膜孔方案

采用 $\Phi 0.5$ 微型铠装热偶测量叶片表面温度。在其表面开设 $0.55 \times 0.55 \text{ mm}$ 的槽, 埋设热偶。然后, 用等离子喷涂将沟槽填平, 经抛光, 恢复原型面精度。以备进行试验。

二、试验结果

叶片相对冷却效果定义为: $\varphi = (T_3^* - T_{w,T}) / (T_3^* - T_c^*)$ (1)

式中 T_3^* 、 T_c^* 、 T_w 分别为栅前燃气、冷气进口总温及叶片壁面温度。注脚 T 表示试验状态。

绝对冷却效果定义为: $\Delta T_{w,T} = T_3^* - T_{w,T}$ (2)

1 平均冷却效果 图 3 示出了导叶 I、导叶 II 的平均冷却效果 $\bar{\varphi}$ 随冷气流量比 K_G 的变化关系和导叶 I 的三种方案比较曲线。由图中可以看到, 在 2~8% 宽广的流量比变化范围内, 平均冷却效果随流量比的增加而明显增加, 具有良好的冷却特性。在跟发动机温比、落压比相同的试验工况下, 当 $K_G = 4.75\%$ 时, 导叶 I 三种方案的绝对降温效果为 260~306, 导叶 II 为 244。

图 4 示出了动叶 I、动叶 II 在设计温比下平均冷却效果 $\bar{\varphi}$ 随流量比 K_G 的变化关系和它们的三种方案比较曲线。由图中看到, 动叶 I、动叶 II 在 1~6% 较宽广的流量比变化范围, 均具有良好的冷却特性。在设计流量比 $K_G = 3.6\%$ 时, 动叶 I 的绝对降温效果为 245~257, 动叶 II 为 191~210。

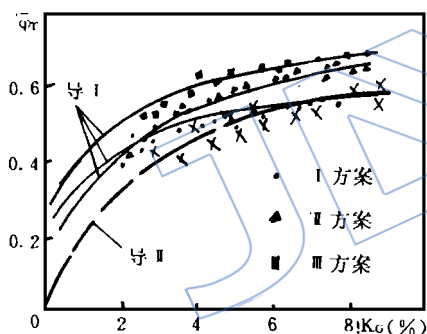


图 3 导叶 I、II $\bar{\varphi}$ 随 K_G 的变化和 I 的三种方案曲线

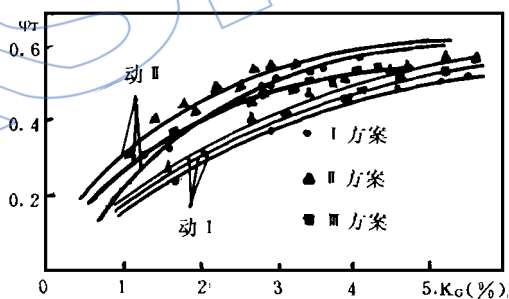


图 4 动叶 I、II $\bar{\varphi}$ 随 K_G 的变化和 I 的三种方案曲线

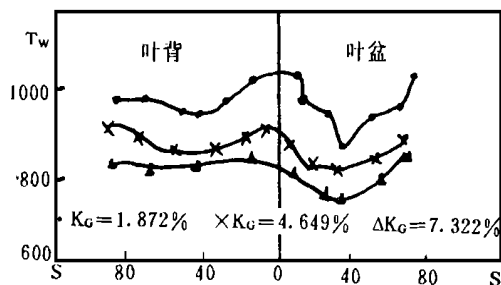


图 5 导叶 I (II 方案) 壁温分布曲线

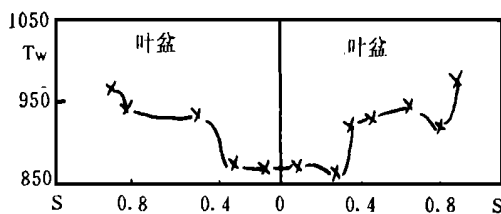


图 6 导叶 II 壁面温度分布曲线

2 壁温分布 图 5 示出了在典型流量比下, 导叶 I (II 方案) 壁面温度分布曲线。在设计流量比附近, 表面弦向温差为 104。图 6 示出了导叶 II 壁面温度分布。在设计流量比时 ($K_G = 5\%$), 表面弦向温差小于 100。由于叶片前缘采用错排空间喷射角气膜孔, 致使叶片

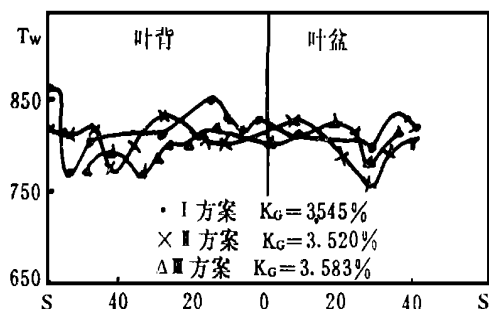


图 7 动叶 I 三种方案的壁温分布曲线

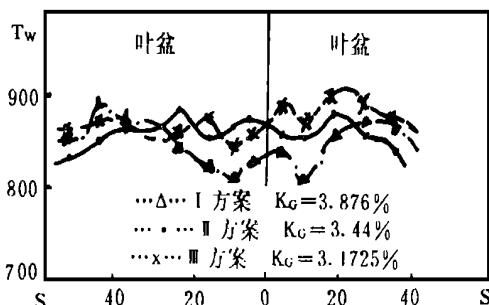
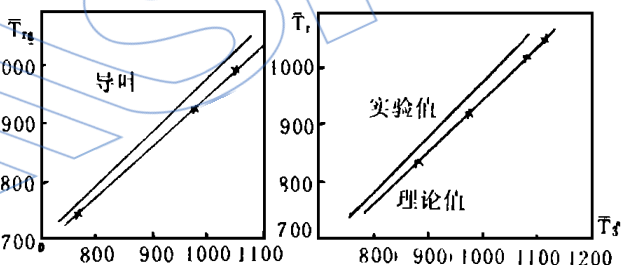


图 8 动叶 II 三种方案的壁温分布曲线

前缘壁面温度明显降低。图 7 示出了动叶 I 三种方案的壁温分布。在设计流量比附近, 壁面最大温差为 42~76。图 8 示出了动叶 II 三种方案壁温分布比较曲线。在设计流量比附近, 壁面最大温差为 50~65。

三、试验结果分析

1. 热损失分析 图 9 示出了导叶, 动叶中截面在试验工况下理论计算的燃气平均恢复温度 $\bar{T}_{rg}$ 和根据叶栅进、出口参数获得的实际平均恢复温度 $\bar{T}_r$, 与栅前燃气总温的关系。图 10 示出了导叶、动叶在试验工况下理论计算的燃气恢复温度与叶片壁面的实测 ($K_G=0$ 时) 值沿弦向的分布。如果试验段对外界没有散热 (绝热) 的话, 则叶片壁面温度 T_r (绝热壁温) 则等于燃气的恢复温度。然而, 两者并不相等 (见图 10), 存在差值。原因在于试验段对外

图 9 导叶、动叶 $\bar{T}_{rg}$ 和 $\bar{T}_r$ 与总温的关系

界散热, 试验段水套中的水冷吸热, 以及连接件的导热等。并且, 随着燃气进口温度提高, 两者差值越大 (见图 9)。也就是说, 燃气温度越高, 其系统热损失越大。显然, 不进行热损失修正, 特别是在高温下, 叶片实测的壁面温度必然偏低, 即叶片冷却效果偏高。为了消除这一影响, 在整理数据时, 在实测的壁温值上再加上燃气理论恢复温度与非冷却 ($K_G=0$) 时实测壁温之差值。

因此, 考虑热损失的相对冷却效果定义为:

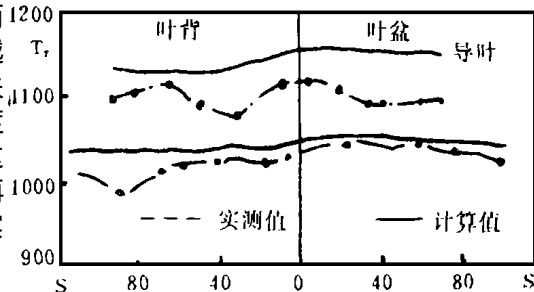


图 10 导叶、动叶的燃气恢复温度与壁面的实测值分布

$$\theta_r = [T_{rg,T} - (T_{W,T} + \Delta T_{rg,T})] / [(T_{W,T} + \Delta T_{r,gT}) - T_{C,T}^*] \quad (3)$$

式中 T_{rg} 为燃气理论恢复温度, T_w 为表面热偶实测温度, ΔT_{rg} 为热损失修正值。

2 换算到发动机状态的冷却效果 由于试验器所能提供的参数 (压力、温度和流量) 均不能达到发动机状态的参数要求。试验器上燃气雷诺数 (导叶为 4.5×10^5 , 动叶为 3.9×10^5) 也不可能与发动机 (导叶为 2.7×10^6 , 动叶为 1.29×10^6) 上一样。因此, 只能在保证叶片几何相似、流动相似和热近似相似的前提下, 经过模化分析, 修正燃气的雷诺数, 将试验器上获得的冷却效果换算到发动机状态。

根据模化分析^[1], 有:

$$\Theta_E = \Theta_r Re_{E,E}/Re_T T^{-n-m}$$

(4)

式中

$$\Theta_E = (T_{rg,E} - T_{w,E}/T_{w,E} - T_{C,E}^*)$$

(5)

注脚 “E” 为发动机状态。

由式 (4) 和式 (5) 可以获得换算到发动机状态的叶片壁面温度:

$$T_{w,E} = [T_{rg,E} + T_{C,E}^* \cdot \Theta_r Re_{E,E}/Re_T^{-n-m}]/[1 + \Theta_r Re_{E,E}/Re_T^{-n-m}]$$

(6)

式中: $n-m = 0.14$ ^[2]

绝对冷却效果

$$\Delta T_{w,E} = T_{rg,E} - T_{w,E}$$

(7)

相对冷却效果

$$\varphi_E = (T_{rg,E} - T_{w,E})/(T_{rg,E} - T_{C,E}^*)$$

(8)

表 1 列出了四套叶片的平均冷却效果和表面最大温差。

表 1 平均冷却效果和表面最大温差 ΔT_s								
参数		T_3^*	$\overline{T}_{1gE}$	πr	K_T	K_G (%)	$\Delta \overline{T}_{wE}$	ΔT_s
导叶 I	I	1600	1584	2.2	1.84	4.67	345	135
	II	1600	1584	2.2	1.84	4.85	391	104
	III	1600	1584	2.2	1.84	5.14	422	115
导叶 II		1600	1584	2.2	1.84	5	335	136
动叶 I	I	1400	1382	2.48	1.71	3.6	305	118
	II	1400	1382	2.48	1.71	3.6	319	120
	III	1400	1382	2.48	1.71	3.6	310	70
动叶 II	I	1400	1382	2.48	1.71	3.6	274	106
	II	1400	1382	2.48	1.71	3.6	275	55
	III	1400	1382	2.48	1.71	3.6	285	90

表 2 与 E ³ 发动机的比较				
参数	类型	E ³	试验值	换算值
T_3^*	导叶	2073	1173	2073
	动叶	1687	1063	1687
K_T	导叶	2.32	2.24	2.24
	动叶	1.98	2.0	2.0
πr	导叶	2.20	2.15	2.15
	动叶	2.25	2.40	2.40
K_G (%)	导叶	6.5	5.4	5.4
	动叶	3.4	3.3	3.3
$\Delta \overline{T}_w$	导叶	845	409	785
	动叶	444	237-265	398-440

我们将获得的试验结果, 换算到美国节能发动机 (E³) 气冷叶片状态^[3], 并进行了比较 (见表 2)。比较表明, 本课题研究的气冷叶片, 其冷却性能相当于美国 80 年代初节能发动机 (E³) 气冷叶片水平。

四、气冷叶片参数对平均冷却效果的影响

1 K_G 的影响 总的规律是冷却效果 φ 随 K_G 增加而增加。叶片冷却品质的好坏, 可根据

冷却效果随 K_G 变化的快慢程度来判定。

2 温比 K_T 的影响 (1) 固定 $\bar{T}_3^*$ (1063K) 图 11 (a) 示出了当 $(\pi_r = 2.48)$, 通过改变 T_c^* 从而改变 K_T 时的影响。由图中可以看出, 在同一 K_G 下, 平均冷却效果 $\bar{\varphi}$ 随温比的增加而降低, 叶片壁面平均温度也降低。

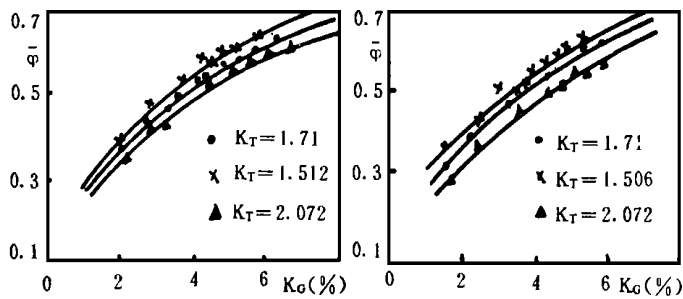


图 11 K_T 对动叶 I 的 (a) 和 I 方案 (b) 中 $\bar{\varphi}$ 的影响

图 12 $\bar{T}_3^*$ 对动叶 I (I 方案) 中 $\bar{\varphi}$ 的影响

(2) 固定 T_c^* (513K) 图 11 (b) 示出了当 $\pi_r = 2.48$ 时, 通过改变 $\bar{T}_3^*$ 从而改变 K_T 的影响。

由图中可以看到, 在同一 K_G 下, $\bar{\varphi}$ 随 K_T 的增加而降低, 叶片壁面平均温度增加。

3 $\bar{T}_3^*$ 的影响 当固定叶栅 π_r ($= 2.48$)、 K_T ($= 1.71$) 和 p_3^* 时, 试验得到不同的 $\bar{T}_3^*$ 的影响 (图 12) 示。由图中可以看到, 在同一 K_G 下, $\bar{\varphi}$ 随 $\bar{T}_3^*$ 的增加而下降, 叶片壁面平均温度增加。 $\bar{T}_3^*$ 增加, 意味着燃气雷诺数下降。如果我们将不同燃气总温下得到的试验结果用模化分析方法^[1], 通过修正燃气雷诺数换算到发动机状态, 得到了相同的相对和绝对冷却效果 $\bar{\varphi}$, $\Delta \bar{T}_{W,E}$ 以及叶片的壁面平均温度 $\bar{T}_{W,E}$ (见表 3)。

表 3

	773			873			973			1063		
	$\bar{\varphi}$	$\Delta \bar{T}_{W,E}$	$\bar{T}_{W,E}$	$\bar{\varphi}$	$\Delta \bar{T}_{W,E}$	$\bar{T}_{W,E}$	$\bar{\varphi}$	$\Delta \bar{T}_{W,E}$	$\bar{T}_{W,E}$	$\bar{\varphi}$	$\Delta \bar{T}_{W,E}$	$\bar{T}_{W,E}$
1%	0.222	125	1257	0.222	125	1257	0.220	123	1258	0.221	124	1258
3.6%	0.5088	286	1096	0.518	291	1091	0.505	284	1098	0.517	290	1092
6%	0.634	356	1026	0.646	363	1019	0.6297	354	1028	0.645	363	1020

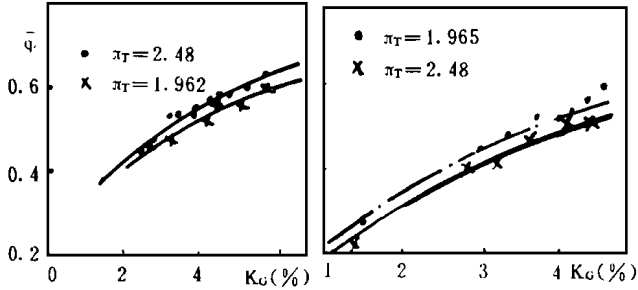


图 13 π_r 对动叶 I 的 I 方案 (a) 和 II 方案中 $\bar{\varphi}$ 的影响

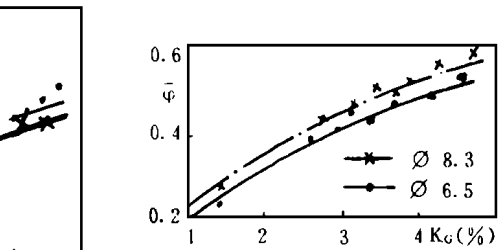


图 14 后腔冷气进口节流面积对动叶 II (I 方案) $\bar{\varphi}$ 的影响

由表中可以看到, 其绝对冷却效果的最大偏差为 2%。由此得出结论, 当试验设备参数不能达

到发动机状态参数时,采用这种低温模拟高温的方法也是切实可行的,并能得到满意的结果。

4 π_r 的影响 当固定 T_3^* ($= 1063\text{K}$)、 K_T ($= 1.71$) 和 P_3^* 时,试验得到 π_r 时,在不同的落压比下,对平均冷却效果的影响图 13 (a)。可以看到,在同一流量比下, $\bar{\varphi}$ 随落压比的增加而增加,叶片壁面平均温度降低。但是,对于不同冷却结构的叶片,也有例外情况,如图 13 (b) 所示,在同一 K_G 下, $\bar{\varphi}$ 随 π_r 的增加而降低,叶片壁面平均温度增加。这可能是由于落压比增加,尾缘燃气压力降低,冷气流量加大,虽然降低了尾缘壁面温度,但却大大地减少了前腔冷气流量,削弱了前缘冷却,致使整个叶片冷却效果降低,壁面平均温度升高。这就提醒我们,在气冷叶片设计中,选择多路进气的冷气流量分配最佳比例,对提高叶片冷却效果和温度场的均匀性是很重要的。

5 后腔冷气进口节流面积对 $\bar{\varphi}$ 和壁面温度分布的影响

图 14 和图 15 示出了动叶 II (I、III 方案) 在 $T_3^* = 1063\text{K}$ 和 $K_T = 1.706$, $\pi_r = 2.5$ 和两种不同后腔冷气节流孔面积用直径 φ 表示单位为 mm 时,它对平均冷却效果的影响。由图 14 看出,在同一冷气流量比下,增大后腔冷气节流孔面积,叶片平均冷却效果增加。然而,由图 15 看出,其影响则相反。以上结果表明,当叶片内冷结构确定后,正确选择多路冷气进口节流面积,合理分配冷气流量,获得最佳的平均冷却效果和均匀的壁面温度分布相当重要。

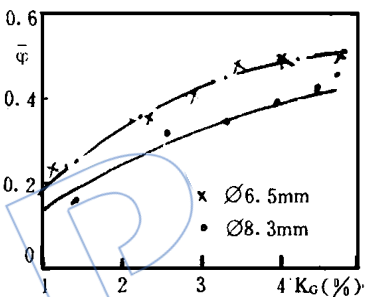


图 15 后腔冷气进口节流面积对动叶 II (II 方案) $\bar{\varphi}$ 的影响

6 与美国节能发动机 (E^3) 气冷叶片冷却性能比较,其性能水平相当。

参加本项研究的还有: 高玉华、孙德行、陈瑞华、刘波、王速、孙欣、李茂淦、顾振明、邹学岩等同志。

参 考 文 献

- [1] А. Г. Клебанов, В. Г. Глуценко 《Исследование Влияния Углов Рейнольдса Температур Таза И Воздуха На Эффективность Охлаждения Турбинных Лопаток》, Изв. «Авиационная Техника», No. 2, 1969.
- [2] 施永立译,《航空发动机涡轮计算》,国防工业出版社,1978. 6.
- [3] G. E. Company, 《ENERGY EFFICIENT ENGINE Preliminary Design and Integration Studies (Final Report)》, NASA CR-135444, 1978.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON COMPOSITE AIR-COOLED BLADES OF HIGHLY-LOADED TRANSONIC TURBINE

Liu Cunlu, Luo Mingjun, Deng Huayu, Liu Yufang
(Gas Turbine Establishment)

ABSTRACT Four sets of composite air-cooled blades of highly-loaded and high temperature transonic turbine with various schemes of film-cooling holes have been designed and made, and have successfully passed 290 hour test run. Experimental results show that the cooling characteristics of the turbine vanes and blades are superior as their cooling mass flow ratios are 2-8% and 1-6% respectively. The wall temperature of turbine vanes and blades were corrected by measuring the heat losses of the test section. The results are converted to actual engine operation conditions, according to the similarity theory. It is obtained that the cooling effectiveness of the turbine vanes and blades is 335-420K respectively, and the wall temperature distributions are uniform. The effects of the parameters of the air-cooled turbine blades on the cooling effectiveness are also considered systematically, based on a large quantity of data obtained from the experiments of four kinds of composite air-cooled transonic turbine vanes and blades.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON COMPOSITE COOLING OF A TURBINE BLADE

Zheng Jirui, Ji Honghu, Kong Zukai, Wang Baoguan
(Nanjing Aeronautical Institute)

ABSTRACT In view of the whole process of composite cooling on a turbine blade, this paper is composed of three parts. First the impingement-convection cooling on the internal surface of a blade leading edge is investigated, in result an empirical expression of internal-local heat transfer coefficients at the stagnation point is formulated and regularity of their variations along the leading edge region is found. Secondly, the variations of the film-cooling effectiveness along the external surface of the leading edge are investigated according to various blowing ratios when the film jets ejected from the film holes on the blade. Thirdly, as the film jets impose some disturbances on the main stream, heat transfer is enhanced, as a result a set of empirical expressions for the external-local heat transfer coefficients are formulated.

RESEARCH ON FILM-COOLING OF TURBINE BLADE

Ge Shaoyan, Liu Dengyun, Xu Jingzhong, Yao Yongqing, Deng Suqing, Jia Janguo
(Institute of Engineering Thermophysics)

ABSTRACT The effects of discrete film-cooling holes, wall curvature and the pressure gradient on the turbine blade film cooling are systematically studied by means of heat-mass analogy, numerical methods and flow visualization techniques. The flow and heat transfer performances of the cooling film over the flat plate, curved wall and blade surfaces are investigated. It is proven that the characteristics of discrete-hole film cooling are quite different from those of continuous-slot film cooling in the vicinity of the injection holes because the coolant jets from holes tend to separate from the cooled surfaces.

An optimal blowing ratio is expected for ideal distribution of film cooling effectiveness. Wall curvature exerted an additional force on the cooling film. When momentum blowing ratio $I (= \rho_2 U^2 / \rho_\infty U_\infty^2) > 1$, this force tends to separate the film from the convex surface and to keep it close up to the concave surface, but when $I < 1$, it acts contrary. For a given film cooling scheme, the effectiveness of turbine blade depends on the blowing ratio, wall curvature and the pressure gradient. Some of the correlation formulas, experimental data and computational results are presented to evaluate the film cooling effectivenesses and heat transfer coefficients at the leading edge, mid-chord and trailing edge of the turbine blade.