

文章编号: 1000-8055(2001)03-0249-07

涡轮叶栅前缘上游端壁气膜冷却 的传热实验研究

刘高文¹, 刘松龄¹, 朱惠人¹, Lapworth B L², Forest A E²

1 西北工业大学 航空动力与热力工程系, 陕西 西安 710072;

2 Rolls-Royce plc P. O. Box 31, Derby DE24 8BJ, U K

摘要: 对前缘上游有单排和双排孔冷却的涡轮导向叶栅端壁进行了详细的传热实验, 在吹风比1, 2, 3下获得了当地气膜冷却效率和换热系数, 结合流场测量结果分析了端壁冷却和换热规律。结果表明端壁气膜冷却在很大程度上受二次流的影响, 冷却效果主要由吹风比决定, 低吹风比喷射时, 压力面附近的一个三角形区域没有冷气的覆盖, 中、高吹风比喷射可以大幅度提高平均冷却效率并使冷气很均匀的覆盖在端壁上, 双排孔喷射比单排孔喷射平均效率提高1倍左右。结果还表明尽管冷气喷射使端壁换热系数随吹风比的增大而显著增大, 气膜冷却还是能有效的降低端壁的热负荷, 其中以中吹风比双排孔喷射的效果最为显著。

关键词: 涡轮叶栅; 端壁; 传热; 实验; 气膜冷却

中图分类号: V 231.1

文献标识码: A

1 引言

随着涡轮前进口温度的进一步提高, 安装涡轮叶片的内外端壁的冷却问题受到了越来越多的重视。出现在端壁附近的二次流和通道涡、马蹄涡和角涡等涡系使得这一区域的流动呈现出强烈的三维特性^[1]。喷射出的冷气与主流和二次流间的相互作用将使端壁附近的流动图案和换热规律有别于没有冷气喷射的情况; 同时由于这种三维流动特性以及型面的影响, 端壁上的气膜冷却规律也将不同于平板上的气膜冷却。Friedrichs 等^[2,3]对前缘和通道中开有多排气膜孔的冷却效率进行了研究, 发现二次流对端壁气膜冷却有很大的影响, 压力面附近难以进行有效的冷却。B lair^[4]发现产生于前缘的马蹄涡将增强换热并减弱气膜冷却。文献[5]对前缘上游端壁有单排和双排孔冷却的叶栅流场进行了测量, 发现低吹风比喷射对流场的影响很小, 中、高吹风比喷射可以有效的抑制二次流的形成, 双排孔喷射使冷气更贴近端壁。本文在文献[5]的基础上进行了传热实验, 以进一步研究端壁上的冷却和换热规律。

2 实验装置与测试方法

实验在大尺寸低速平面叶栅风洞中进行。文献[5, 6]对该风洞及叶型参数有详细描述, 其叶片弦长 C 为198 mm, 轴向弦长 C_x 为122 mm, 栅距 P 为160 mm, 叶高 H 为300 mm。叶栅前缘上游端壁开有两排圆柱形气膜孔, 气膜孔直径 D 为4 mm, 孔出口中心距叶片前缘距离为6.5D 和10D, 孔间距3.15D, 长径比3.92, 喷射角35°。冷气由位于端壁下方的一个公用供气腔供给。单排孔喷射对应于喷射距离为6.5D 的那排孔。

传热实验采用钢带加热法, 钢带和热电偶的布置如图1所示。叶片由有机玻璃制成, 端壁由钢带、硬质胶木板和硬泡沫塑料构成。厚度为0.04 mm 的两条不锈钢钢带串联在一起并贴附在4 mm 厚的胶木板上形成端壁外表面, 通以直流电以获得恒热流密度边界条件, 胶木板下面为40 mm 厚的泡沫塑料保温层。叶片安装在钢带上面, 为了将堆积在叶片下面的热量传递出去, 叶片与钢带之间垫有10 mm 厚的与叶片型面完全一样的不锈钢钢片, 钢片与加热钢带间进行了绝缘处

收稿日期: 2000- 08- 01; 修订日期: 2000- 11- 20

作者简介: 刘高文(1974-), 男, 西北工业大学航空动力与热力工程系博士研究生

理. 钢带背面焊有156个热电偶以测量当地温度, 另有10个热电偶布置在叶片下方以测控这一区域的横向传热, 保证在通道壁面平均温度比主流温度高15℃的情况下, 叶片下方温度比临近通道壁面温度不高于5℃. 实验数据经A/D板转换为数值信号后由计算机自动采集.

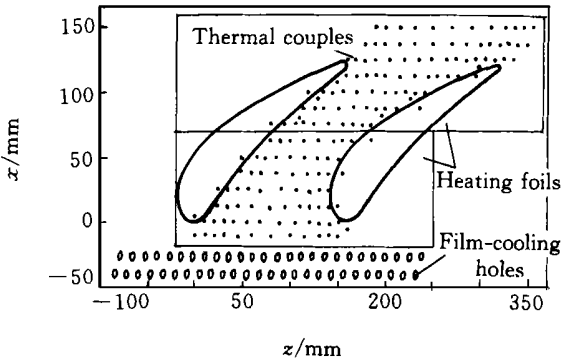


图1 热电偶布置图

Fig 1 The arrangement of thermocouples

在气膜冷却效率实验中, 冷气被加热到高于主流温度15℃左右, 钢带不加热; 在换热系数实验中, 钢带加热, 射流和主流都不加热.

3 实验工况与数据处理方法

实验在同一雷诺数下进行, 基于弦长和来流速度的实验雷诺数为230, 000, 20℃时, 来流速度 V_0 为17.5 m/s. 由于冷气与主流间的密度差异微小, 吹风比 BR 定义为射流平均出口速度与来流速度间的比值. 在吹风比1, 2, 3下进行了实验, 对应单排孔喷射的冷气量分别为0.6%, 1.2%和1.8%, 双排孔喷射的冷气量加倍.

实验中所测得的温度数据被分别整理为气膜冷却效率、换热系数和 Stanton 数.

气膜冷却效率定义为: $\eta = \frac{t_{aw} - t_{\infty}}{t_c - t_{\infty}}$, 其中 t_{aw} 为绝热壁温, t_{∞} 为主流温度, t_c 为冷气温度.

没有冷却时的换热系数定义为:

$$h_0 = \frac{q_h}{t_w - t_{\infty}} = \frac{q_g - q_r - q_{c1} - q_{c2}}{t_w - t_{\infty}}$$

其中 q_g 为电加热热流密度, q_r 为辐射热损失, q_{c1} 为通过底层泡沫塑料的导热损失, q_{c2} 为沿加热钢带的二维导热修正, t_w 为当地壁温.

为了消除冷气与主流间的温度差异对换热的影响, 有冷却时的当地换热系数定义为:

$$h_f = (q_g - q_r - q_{c1} - q_{c2}) / (t_w - t_{aw})$$

式中的绝热壁温 t_{aw} 由测得的冷却效率计算. 本文

将有冷却时的换热系数进一步整理为相对于没有冷却时的换热增强率, 即换热系数比 h_f/h_0 .

由换热系数 h 还可得到 Stanton 数: $St = h / (\rho c_p V_0)$, 其中 ρ 为密度, c_p 为空气的定压比热, V_0 为来流速度.

4 实验结果与分析

端壁气膜冷却和换热规律与叶栅中的三维流场结构以及端壁上的流动图案密切相关, 与本文相关的流场结果请参见文献[5, 6]. 为便于分析讨论, 这里给出了没有吹风时的端壁流场显示结果, 如图2所示, 该图的详细描述请参见文献[5].

4.1 没有气膜冷却的端壁换热

图3给出了没有气膜冷却时的端壁 Stanton 数分布, 结合图2的流显结果, 可以看出前缘附近

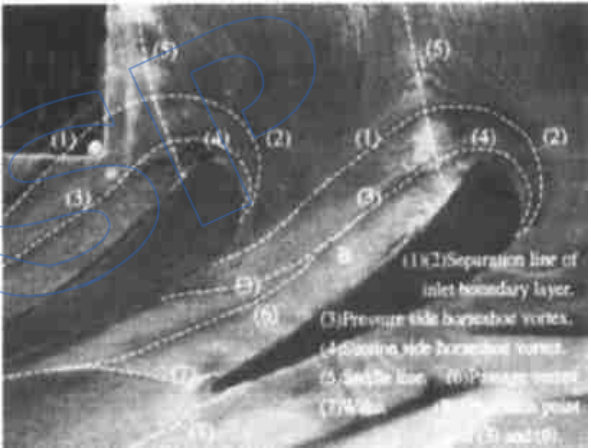


图2 无气膜冷却时的端壁流场显示

Fig 2 Oil and powder surface-flow visualization on the end wall without film-cooling

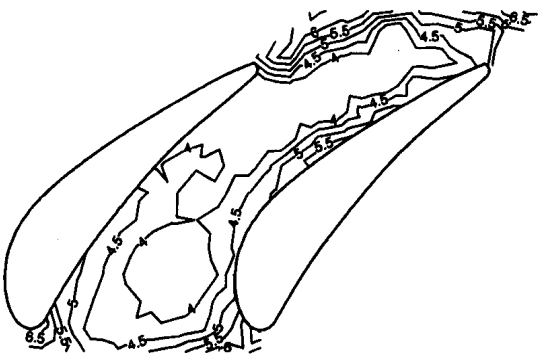


图3 无气膜冷却时的端壁 Stanton 数(×1000)

Fig 3 Endwall Stanton number (×1000) without injection

马蹄涡吸力面分支迹线之后的区域以及尾迹区中的换热强度相对较高, Stanton 数都在 0.005 以上。马蹄涡的卷吸作用强化了前缘附近端壁的换热; 尾迹区较高的紊流度是导致这一区域换热较强的主要原因。另一个换热较强的地方是吸力面根部的后半段, 打在吸力面上的马蹄涡压力面分支强化了该处的换热。通道中绝大部分区域的热强度都相对较低, Stanton 数在 0.004 左右。整个端壁 Stanton 数的总体平均值为 0.0046。

4.2 端壁气膜冷却效率

从燃烧室出来的燃气温度分布特点是靠近端壁的温度比较低, 马蹄涡升离线(3), (4)之前的区域不需要太多的冷却, 尽管该处的换热强度相对较大。需要进行有效冷却的一个区域是前缘附近的高换热区, 马蹄涡的向外卷吸作用使冷气很难进入这一区域^[4]; 另一个区域是迹线(3)与压力面间的区域, 虽然这里的换热强度不高, 但高温燃气在二次流的作用下被带到了端壁上, 使得这一区域的热负荷比较高, 并且由于受二次流的影响, 从该处喷射出的冷气很容易脱离壁面而起不到保护作用^[2]。因此对这两个区域的冷却显得尤为关键。

图 4(a)~(c)给出了单排孔低、中、高吹风比喷射时端壁冷却效率等值线分布。由图 4(a)看出, 低吹风比 $BR = 1$ 喷射时, 马蹄涡压力面分支升离线之后的一个很大的三角形区域的冷却效率值在 0.05 左右, 基本上没有冷气的覆盖。流场结果^[5]表明此时冷气的喷射动能小, 不能克服二次流的横向阻力而到达压力面, 并被逐渐卷离端壁。前缘附近马蹄涡吸力面分支升离线之后的高换热区也没有得到很好的冷却。叶栅进口来流边界层分离线之前区域的冷却效果较好, 效率值在 0.15 以上。低吹风比喷射时端壁冷却效率总体平均值为 0.089。中吹风比 $BR = 2$ 喷射时, 端壁上的冷却效果得到了很大的改善, 如图 4(b)所示, 通道中大部分区域都有冷气的覆盖, 效率值在 0.15 以上。根据流场测量结果^[5], 以吹风比 2 喷射时, 通道中的二次流强度大大减弱, 马蹄涡压力面分支和通道涡被推向压力面侧, 使冷气可以到达更接近压力面的区域; 另一方面, 从前缘卷入到马蹄涡中的冷气沿着压力面根部覆盖在马蹄涡压力面分支和通道涡的迹线之后的区域, 从而使大部分端壁都得到了较好的冷气覆盖。前缘根部的效率值也很高, 达到了 0.25 左右, 表明冷气已进入到了马蹄涡中并冷却了这一区域。尾迹区的冷却效率值相对较低, 在 0.1 左右, 相对于低吹风比喷射有一定的改善。叶

栅进口来流边界层分离线之前区域的冷却效果仍然较好。中吹风比喷射时端壁冷却效率总体平均值为 0.154, 比低吹风比喷射提高了 73%。将吹风比从 2 提高到 3 时, 端壁冷却效率分布图案基本保持不变, 总体平均值为 0.177, 比中吹风比提高了 15%。

图 4(d)~(f)给出了双排孔冷却的效率等值线分布。低吹风比喷射时, 尽管冷气量比单排孔增大 1 倍, 马蹄涡压力面分支升离线之后的三角形区域效率值在 0.05 以下, 仍然没有冷气的覆盖, 这表明在低吹风比情况下, 企图通过增加冷气量的办法来改善压力面附近端壁的冷却是无效的。中吹风比喷射时, 端壁上得到了较为理想的冷却效果, 除进口区吸力面附近和尾迹区外, 绝大部分区域的效率值都在 0.3 以上, 总体平均效率达到了 0.316, 比单排孔喷射提高了 105%, 冷气分布也更均匀。根据流场测量结果, 双排孔喷射比单排孔喷射冷气更贴近端壁, 二次流几乎被完全抑制, 马蹄涡压力面分支被推向压力面根部, 流线偏向于无粘流流线, 这种流场结构有利于冷气非常均匀的覆盖在端壁面上。进口区吸力面附近的低效率区对应于来流边界层分离线之前的区域, 射流在该处有一定程度的分离。尾迹区的效率也高达 0.25 左右。高吹风比喷射的端壁冷却效率分布在图案和数值上与中吹风比喷射都很相近, 总体平均值只比中吹风比喷射提高了 0.3%, 但从热示踪结果^[5]来看, 高吹风比喷射时有大量的冷气喷射到了压力面上, 对型面的冷却非常有利, 并且通道中形成了反向的二次流和反向的通道涡, 在它的作用下冷气被卷到了压力面上。位于压力面根部的马蹄涡压力面分支也卷入了大量的冷气, 使这一区域的冷却效率都在 0.35 以上。在后半通道吸力面附近, 高吹风比喷射时的效率值还略低于中吹风比喷射, 这是由于反向二次流抑制了冷气在吸力面附近的覆盖。

图 4(g)为端壁冷却效率周向平均结果, 可以看出低吹风比喷射时效率值沿流向迅速降低, 特别是在 $x/C_x = 0.5$ 之后, 效率值下降得非常快, 这反映了无冷气覆盖区的存在。中吹风比和高吹风比喷射时冷却效率沿流向下降很缓慢, 并且在 $x/C_x = 0.2 \sim 0.9$ 之间保持基本不变, 在 $x = C_x$ 截面, 即气膜孔下游 $36.5D$ 处, 单排孔喷射时效率仍然保持在 0.15 左右, 双排孔的效率值保持在 0.3 左右, 这对一般的平板气膜冷却来说是不可能的。平板气膜冷却的效率值一般在喷孔下游 $15D$ 以后迅

速下降到0.1以下。对于叶栅前缘上游孔排气膜冷却,端壁附近特有的三维流动有利于将冷气输运

到下游远方进行冷却,本文将这种现象称为抛射冷却。抛射冷却效果只有在吹风比较高时才能体

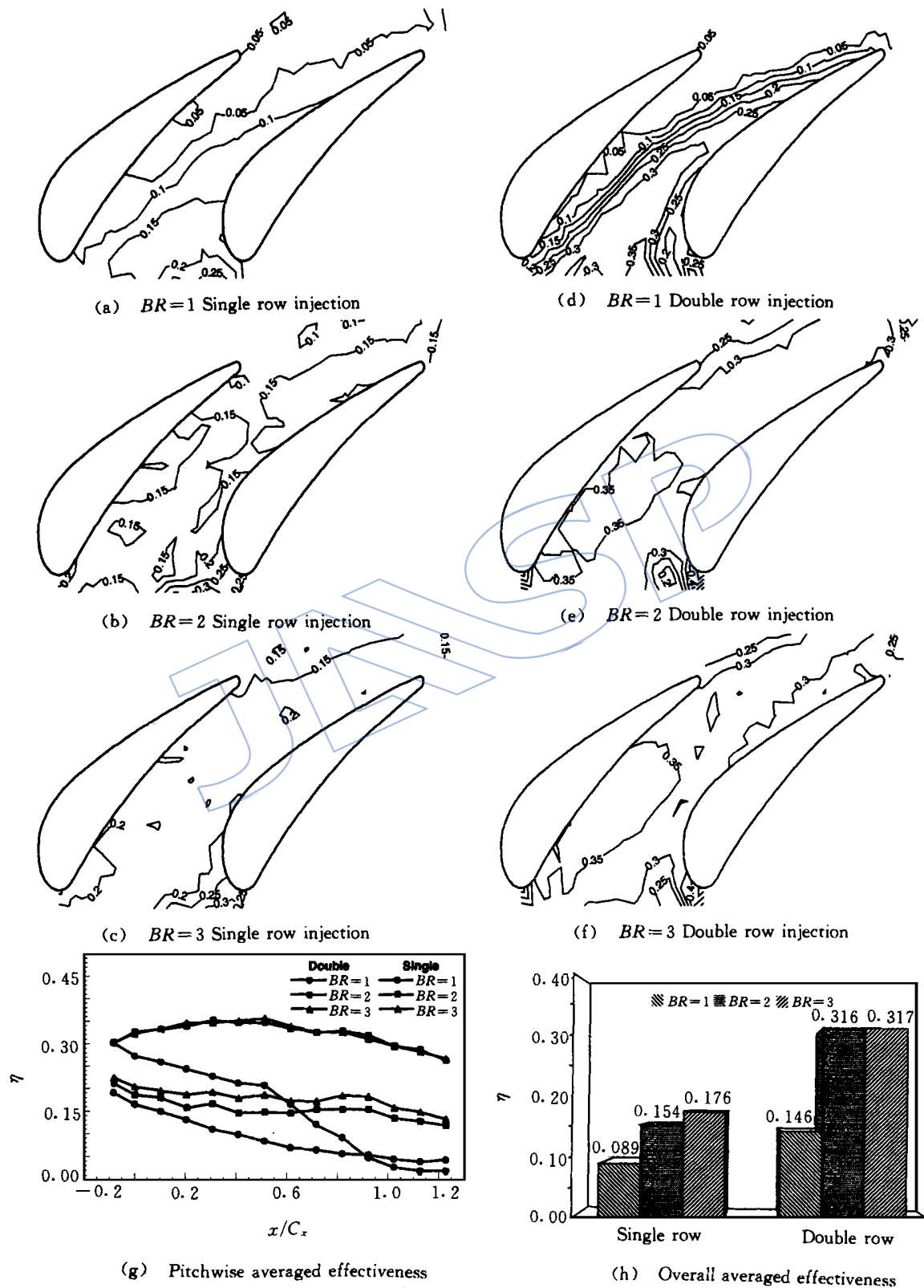


图4 各吹风比下的端壁气膜冷却效率

Fig 4 Endwall film-cooling effectiveness measured at different blowing ratio

现出来,它对叶栅后半通道压力面附近区域的冷却非常有效。

从图4(h)的端壁总体平均效率可以看出双排孔喷射比单排孔喷射的冷却效率要高得多,对

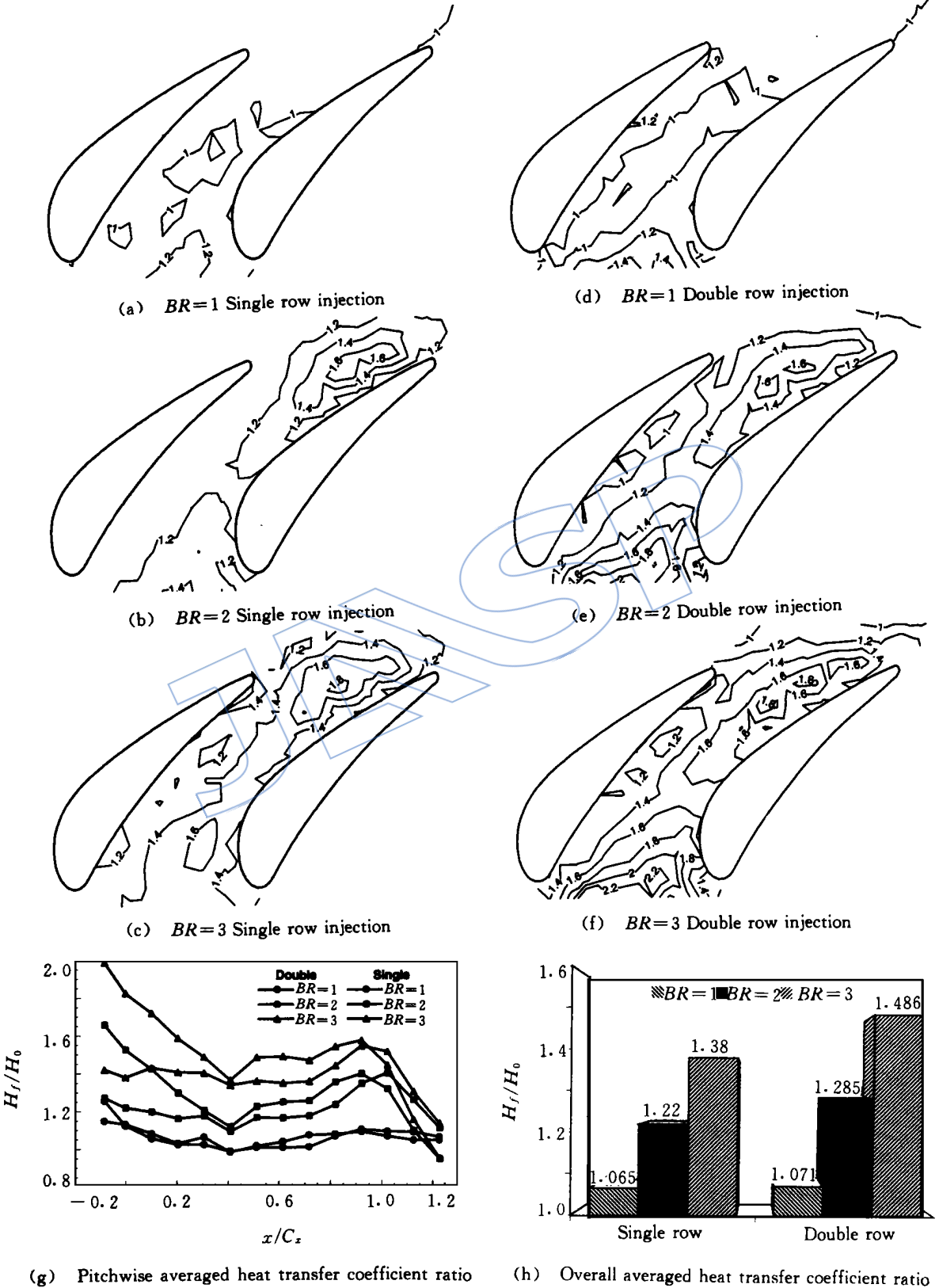


图5 各吹风比下的端壁换热系数比

Fig 5 Endwall heat transfer coefficient measured at different blowing ratio

应于吹风比 1, 2, 3 的增幅分别为 64%, 105%, 80%, 其中中吹风比的增幅最大, 此时通道中的二次流强度最弱, 如果仅从冷却的角度来看, 这可表述为在二次流强度最弱的情况下增加冷气量的收益是最大的。就双排孔而言, 吹风比从 1 增大到 2 的平均效率值增幅为 116%, 而从 2 增大到 3 的平均效率值增幅仅为 0.3%, 这表明继续增大吹风比对端壁的冷却已没有意义。一个有趣的现象是, 单排孔吹风比 2 喷射和双排孔吹风比 1 喷射的冷气量是相等的, 它们的总体平均效率也很接近, 但它们的冷却效率分布却有很大的差别, 在马蹄涡分离线之前双排孔喷射比单排孔喷射的冷却效果好, 分离线之后后者仍保持了较好的冷却, 前者则基本没有冷气覆盖, 这说明吹风比在端壁冷却中比冷气量更为重要。

4.3 有气膜冷却的端壁换热

根据流场测量结果, 端壁喷射冷气后壁面附近的流动图案将有较大的改变, 因此有气膜冷却时的端壁换热规律将有别于没有气膜冷却的情况。

图 5 给出了各吹风比下的端壁换热系数比分布, 它体现了相对于没有冷却时端壁换热图案的改变。在低吹风比情况下, 单排孔和双排孔喷射的端壁换热图案相对于没有冷却时没有多大变化, 90% 以上区域的换热系数比值都为 1.0 左右, 这与低吹风比喷射对流场影响很小的实验结果^[5]是一致的。进口区来流边界层分离线之前的一小块区域的数值较高, 在 1.2 以上, 实验观察到这一区域的气流速度增幅较大。对应于单排和双排孔喷射, 整个端壁的换热强度比没有冷却时分别增大了 6.5% 和 7.1%。

中吹风比喷射明显的增大了端壁附近的气流速度, 使换热强度有了较大幅度的提高, 如图 5 (b), 5(e) 所示, 大部分区域的换热系数比都在 1.2 以上, 其中有两个相对较高的区域, 一个在进口区靠吸力面侧, 它对应于来流边界层分离线之前的区域; 另一个在出口区吸力面一侧, 它对应于通道涡迹线与与吸力面之间的区域。压力面附近区域和尾迹区的换热系数比保持在 1.0 左右, 表明这一区域受冷气的影响相对较小, 这与流场测量结果^[5]是一致的。中吹风比单排孔和双排孔喷射时整个端壁的换热强度相对于没有冷却时分别增大了 22% 和 28.5%。

高吹风比喷射使换热强度进一步提高, 如图 5

(c), 5(f) 所示, 其分布图案与中吹风比喷射相近, 两个高换热系数比值区已基本连成了一片, 使得整个吸力面附近区域的换热增强都比较显著, 最大增幅也达到了 100% 以上。马蹄涡压力面分支和通道涡的迹线与压力面之间这一区域的换热也有一定的增强, 增幅在 20% 左右。高吹风比单排孔和双排孔喷射时整个端壁的换热强度相对于没有冷却时分别增大了 38% 和 48.6%。

图 5 (g) 的换热系数比周向平均结果表明单排孔喷射的换热增强主要发生在叶栅出口区域, 双排孔喷射的换热增强主要发生在叶栅进口区域。在相同的吹风比下, 单、双排孔喷射的换热增幅在 $x/C_x = 0.4$ 截面之后较为接近, $x/C_x = 1.2$ 处的比值都在 1.0 左右, 表明尾缘下游的换热强度基本上不随吹风比的变化而改变。图 5 (h) 的换热系数比总体平均结果显示随着吹风比的增大, 换热增幅明显提高, 但单、双排孔之间在相同的吹风比下换热增幅很接近, 表明影响端壁换热的主要参数是吹风比。

在实际的燃气涡轮叶栅中, 气膜冷却一方面因降低了壁面附近的燃气温度而减小了端壁的热负荷, 另一方面却因提高了换热系数而增大了端壁的热负荷。没有气膜时的壁面热负荷为: $q_w = h_0(t_g - t_w)$, 有气膜时的壁面热负荷为: $q'_w = h_f(t_{aw} - t'_w) = h_f[\eta(t_g - t_c) - t'_w]$ 。其中 t_g 为燃气温度, t_c 为冷气温, t'_w 和 t_w 分别为有、无气膜冷却的壁面温度。为了得到冷气喷射后端壁热负荷的相对减小量 $\Delta q = (q_w - q'_w)/q_w \times 100\%$, 假定 $t_g = 1800$ K, $t_c = 800$ K, $t'_w = t_w = 1200$ K, 利用总体平均效率和总体平均换热系数比便可计算出 Δq 。单排孔情况下吹风比 1, 2, 3 喷射的 Δq 分别为 9%, 9%, 2.5%; 双排孔情况下的对应值分别为: 19%, 39%, 30%。这些数字表明端壁气膜冷却从传热的角度来说明显获益的, 双排孔喷射比单排孔获益更大, 其中以双排孔吹风比 2 喷射获益最大, 它使端壁热负荷减小了近 40%。

5 结 论

对前缘上游有单排和双排气膜孔的涡轮导向叶栅端壁, 在吹风比 1, 2, 3 下进行传热实验, 研究了气膜冷却效率和换热系数分布规律, 结果表明:

(1) 吹风比是决定端壁气膜冷却效率的主要参数。低吹风比 $BR = 1$ 喷射时, 马蹄涡压力面分支和通道涡的迹线与压力面之间的一个三角形区域没有冷气的覆盖, 前缘附近的高换热区没有得

到有效冷却; 中吹风比 $BR=2$ 喷射可使端壁平均效率提高一倍左右, 并且大部分区域都得到了有效冷却, 冷气的分布也比较均匀; 吹风比进一步提高到3后效率值增幅不大。

(2) 双排孔喷射的端壁平均冷却效率比单排孔喷射提高了1倍左右, 其中在中吹风比即二次流强度最弱的情况下增加孔排数的效果最好, 平均效率可达到0.3以上, 冷气覆盖也非常均匀。

(3) 端壁换热系数随着吹风比的增大而显著增大。低、中、高吹风比下的平均换热增强分别为7%、25%和40%左右, 换热增强最明显的区域是叶栅进出口和吸力面附近区域, 最大增幅可达到100%以上。双排孔喷射比单排孔喷射平均换热增强5%左右。

(4) 气膜冷却可以有效的降低端壁热负荷, 其中以双排孔中吹风比喷射最为显著, 在一定条件下降幅可达到近40%。

(5) 端壁气膜冷却结构的设计必须充分考虑端壁附近的三维流动特性, 冷气喷射对流场结构的影响以及对端壁换热系数的改变等因素。

致谢: 本项研究是在 Rolls-Royce 公司的资助

下完成的, 作者感谢同意发表此文。

参考文献

- [1] Wang H P, et al Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blade [J]. ASME, Journal of Turbomachinery, 1997, 119(1): 1-8
- [2] Friedrichs S, Hodson H P, Dawes W N. Distribution of Film-Cooling Effectiveness on a Turbine Endwall Measured Using the Ammonia and Diazo Technique [J]. ASME, Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4): 613-621.
- [3] Friedrichs S, Hodson H P, Dawes W N. The Design of an Improved Endwall Film-Cooling Configuration [R]. ASME Paper 98-GT-483, 1998
- [4] Blair M F. An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Large-Scale Turbine Endwall [J]. ASME, Journal of Heat Transfer, 1974, 96(3): 524-529
- [5] 刘高文, 刘松龄, 许都纯等. 涡轮叶栅前缘上游端壁气膜冷却的流场实验研究 [J]. 航空动力学报, 2001, 16(2): 135-141.
- [6] 刘高文, 董素艳, 刘松龄. 涡轮平面叶栅端壁附近的流动和损失 [J]. 推进技术, 2000, 21(1): 60-63

(责任编辑 杨再荣)

Endwall Heat Transfer and Film Cooling Measurements in a Turbine Cascade with Injection Upstream of Leading Edge

LIU Gao-wen¹, LIU Song-ling¹, ZHU Hui-ren¹, Lapworth B L², Forest A E²

1. 7th Dept., Northwest Polytechnic University, Xi'an 710072, China;
2. Rolls-Royce plc, P. O. Box 31, Derby DE24 8BJ, UK

Abstract: Detailed heat transfer measurements were conducted on the endwall surface of a large-scale low speed turbine cascade with single and double row injection on the endwall upstream of leading edge. Local film cooling effectiveness and heat transfer coefficient with coolant injection were determined at blowing ratio 1, 2 and 3. In conjunction with the previous measurement flow field, the behaviours of endwall film cooling and heat transfer were studied. The results show that endwall film cooling effectiveness is influenced to a great extent by the secondary flow and the coverage of the coolant on the endwall is mainly determined by blowing ratio. An uncovered triangle shaped area with low effectiveness close to pressure side could be observed at low blowing ratio injection. The averaged effectiveness increases significantly when injecting at medium and high blowing ratio, and quite uniform coverage of coolant on the endwall could be achieved. The averaged effectiveness could be doubled in case of double row injection. It was also observed that coolant injection made the overall averaged heat transfer rate increase remarkably with blowing ratio and then made the thermal loads on the endwall decrease effectively. Large increments of heat transfer rate could be happened at cascade entrance and exit and in the area near suction surface.

Key words: turbine cascade; endwall; heat transfer; experiments; film cooling