

对“计算跨音速透平叶栅极限进气角的方法” 一文的讨论

吉桂明(哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

主题词 汽轮机 跨音速叶栅 计算方法

从机组功率和涡轮效率观点来看,汽轮机末级叶片是一个关键的部件,因为末级提供的功率往往占整个汽轮机输出功率的10%左右或更多,末级叶片出口的环状面积决定了最大的蒸汽流量。排汽面积也决定了排汽损失值,该损失对装置效率有很大影响。为此,为了增加机组的功率并提高汽轮机装置的热效率必须研制具有大的排气面积和高效率的末级叶片。

众所周知,无论是常规动力还是核动力的大功率汽轮机由于巨大的蒸汽流量和蒸汽经多级膨胀,其末级叶片往往是在跨音速区域工作。跨音速流动是末级长叶片典型的流动特性。为了研制出性能优良的跨音速叶片,国内外有关厂所在理论分析和试验研究方面进行了大量的工作^[1,2,3,4]。理论研究包括利用轴对称通流算法完成低压级三维流谱的分析,利用时间相关法进行二维流动分析等。试验研究包括在二维叶栅风洞中进行平面叶栅试验,其中通过压力测量得到叶栅的能量损失和道流能力并广泛应用纹影摄像术得到跨音速条件下的激波图谱,利用低压汽轮机试验装置最终验证装有所研制叶片的汽轮机级的总效率等。

“计算跨音速透平叶栅极限进气角的方法”一文与文献^[4]一样,都把叶栅进气边上产生音速时的进气角定为极限进气角 β_{1c} ,但是与^[4]中用作图法确定 β_{1c} 方法不同,前者考虑了叶栅环量的变化,从而能较为精确地估算叶栅的极限进气角。其精度已得到试验验证。此外,通过理论分析,该文还指出了一些与极限进气角相关的参数,从而为优化叶栅设计指明了一些行之有效的方向。

在该文中提到,对于所设计的跨音速叶栅,当其负冲角 $i = -2 \sim -4^\circ$ 时,损失系数就可能成倍增长,对此论点,我们提出下述看法与该文作者讨论:

1. 跨音速叶栅稳定工作的流入角范围是较宽广的。

由于日益进展的工程技术,在跨音速叶栅的设计方面已取得了很大进展,设计者已能设计出工况参数范围较广、性能优良的跨音速叶栅,在表1中我们列出了五种叶型叶栅的几何参数和工况参数。从中可以看到跨音速叶栅最佳流入角 β_{1opt} 的范围大多约在 25° 左右。

试验研究亦已证实,经过良好设计的跨音速叶栅,具有较为宽广的稳定工作流入角

表 1

叶栅主要的几何参数和工况参数

叶栅代号	β_{2opt}	β_{1opt}	\bar{t}_{opt}	$\bar{\beta}_{2\delta pt}$	M_{opt}
No.1	17-23°	125-160°	0.65-0.90	27-32°	1.10-1.50
No.2	15-20°	130-162°	0.80-0.95	19-28°	1.15-1.45
No.3	15-20°	135-162°	0.80-1.00	20-24°	0.85-1.15
No.4	15-20°	135-162°	0.85-1.00	16-20°	1.55-1.80
No.5		140-158°			0.8-1.55

范围, 四种叶栅的试验结果示于图1、2、3、4。

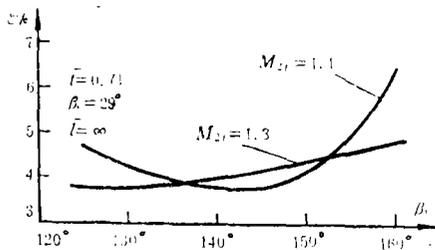


图 1 1号叶栅的损失系数随进口角的变化

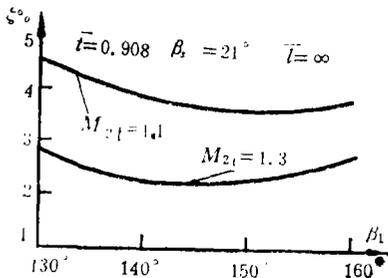


图 2 2号叶栅的损失系数随进口角的变化

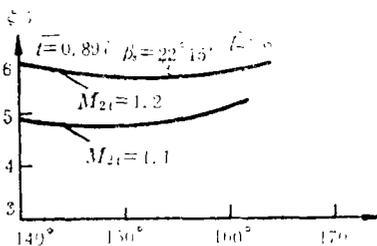


图 3 3号叶栅的损失系数随进口角的变化

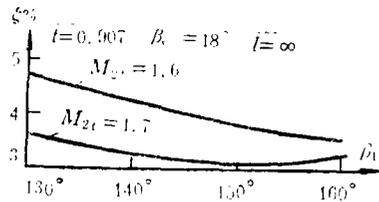


图 4 4号叶栅的损失系数随进口角的变化

2. 把跨音速叶栅设计成具有一个较宽的工作带是完全可能的。

在所讨论的文章中, 作者指出对于 $\beta_1 = 156 \sim 162^\circ$, $\bar{t} = 1.0$ 的跨音速叶栅, 当其负冲角为 $-2 \sim -4^\circ$ 时, 损失可能急剧增加。

换言之, 即相对冲角 $\bar{i} = i/\beta_{1g} = -0.0125 \sim 0.025$ 时, 损失就将成倍增长。我们认为这种情况无论是对涡轮设计者, 还是叶栅的工作均是极为苛刻的)大家知道, 在理论计算中, 即在 S_1 和 S_2 流面的计算中, 由于诸多因素 (计算方法, 损失模型, 附面层计算等) 的影响, 设计往往会带来一些偏差。具体说, 例如你设计的流入角为 160° , 而设计点的实际流动很可能会偏离这一值。我们认为上述的相对冲角值很可能就在设计误差之中。至于叶栅的工作, 对于电站用的固定式汽轮机, 由于机组总是在设计点运行, 只要设计值与真实流动值相一致 (即不允许其负冲角超过 $-2 \sim -4^\circ$), 叶栅性能还可以有保证, 但上述要求似乎过于苛刻, 而对于工况经常变动的运输式汽轮机 (如船舶汽轮机), (下转第53页)

A Method for Calculating the Critical Inlet Plane Angle of a Transonic Turbine Blade Cascade

Mao Shengkai

(Harbin Steam Turbine Works)

Abstract

The author proposed a method for calculating the critical inlet plane angle of a transonic turbine blade cascade. The method is based on the relative critical circulation of the cascade. The critical inlet angle obtained by this method has good agreement with the test results.

Key words: *steam turbine, transonic blade cascade, calculation method*

(上接第55页)

由于流入角将随着工况而发生变化, 相对冲角的变化极为明显, 如上所说, 这时叶栅的性能将明显恶化。为此, 我们认为, 如表1所示, 只要我们精心设计叶型, 合理选择叶栅参数, 如安装角 β_s 、叶栅的工作范围 M_{2i} 、节距 \bar{t} 等, 就完全有可能把跨音速叶栅设计成具有一个较宽的工作带, 而使其设计点避开 $\zeta \sim \beta_1$ 极为敏感的区域。

参考资料

[1] Suzuki A, Hisa S, Ogata H. Develo-

pment of 52-inch Last Stagt Blade for Large Steam Turbines. ASME Paper 86-JPGC-PWr-41

[2] Min Dafa, Ai Xiaoyi. Experimental Research on Two-Dimensional Transonic Cascades of an 850-mm Steam Turbine Blade. Trans of the ASME. Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3)

[3] Дейч М Е, Филиппов Г А. Атлас Профилей Решеток Осевых Турбин. Машиностроение, 1965

[4] 艾孝义. 跨音速透平平面叶栅实验. 工程热物理学报, 1980, 1 (1)

欢迎订阅本刊!

如有漏订, 过刊、现刊均可与编辑部联系补订。