



Title	ガスタービン翼のフィルム冷却に関する研究
Author(s)	武石, 賢一郎
Citation	大阪大学, 1995, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.11501/3081498
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

The University of Osaka

ガスタービン翼の フィルム冷却に関する研究

平成7年2月

武石 賢一郎

目 次

記 号

第1章 緒 言	1
1.1 まえがき	1
1.2 高温ガスタービンの開発動向	3
1.3 タービン翼の冷却構造の変遷	4
1.4 本論文の概要	10
文 献	13
第2章 フィルム冷却技術の基礎実験	14
2.1 まえがき	14
2.2 二次元スロットからの吹き出しによるフィルム冷却	16
2.2.1 実験装置	16
(1) 二次元フィルム冷却実験供試体	17
(2) 測定プローブ	18
(3) 測定方法	19
2.2.2 実験結果および考察	20
(1) 伝熱風洞の特性	20
(2) 吹き出し時の境界層内分布の測定結果	22
(3) 二次元スロットからの吹き出しのフィルム冷却効率	28
2.2.3 吹き出し境界層の解析と実験値との比較	31
(1) 境界層解析	31
(2) 測定値と解析値の比較	35
2.3 円孔列からの吹き出しによるフィルム冷却	40
2.3.1 実験装置	40
(1) 三次元フィルム冷却実験供試体	40
(2) 測定プローブ	41

(3) 測定方法	42
(4) フィルム冷却時の冷却孔壁面の熱伝達率測定方法	42
2.3.2 実験結果および考察	43
(1) ヒートシンクモデルによる解析	43
(2) 温度境界層の測定値と解析値の比較	46
(3) フィルム冷却効率	52
(4) フィルム冷却孔近傍の熱伝達率分布	58
2.4 結 論	60
文 献	62
 第3章 二次元低速翼列によるフィルム冷却実験	 64
3.1 まえがき	64
3.2 第1段静翼の二次元翼列伝熱実験	65
3.2.1 実験装置	65
(1) 供試翼	66
(2) 測定方法	69
3.2.2 実験結果および考察	71
(1) 翼面の速度分布	71
(2) 翼面の熱伝達率分布	72
(3) フィルム冷却効率	75
3.3 第1段動翼の二次元翼列伝熱実験	81
3.3.1 実験装置	81
(1) 供試翼および測定方法	82
3.3.2 実験結果および考察	83
(1) 翼面の速度分布	83
(2) 翼面の熱伝達率分布	84
(3) フィルム冷却効率	85
3.4 結 論	89
文 献	90

第4章 環状翼列による第1段静翼伝熱実験	92
4.1 まえがき	92
4.2 タービン内の流れ場	93
4.3 環状翼列伝熱実験	95
4.3.1 実験装置	95
(1) 供試翼	96
(2) 測定方法	97
(3) 二次流れの可視化方法	100
4.3.2 実験結果および考察	101
(1) 翼面の速度分布	101
(2) 二次流れの可視化	102
(3) 翼面の熱伝達率分布測定結果	105
(4) シュラウド面上の熱伝達率分布測定結果	107
(5) 翼面のフィルム冷却効率測定結果	107
(6) シュラウド面上のフィルム冷却効率測定結果	113
4.4 結 論	118
文 献	119
 第5章 回転動翼面のフィルム冷却実験	 121
5.1 まえがき	121
5.2 空気タービンによるフィルム冷却実験	122
5.2.1 実験装置	122
(1) 供試翼	122
(2) 供試空気タービン実験装置	125
(3) フィルム冷却効率の測定方法	127
5.2.2 実験結果および考察	129
(1) 回転時の動翼面のフィルム冷却効率	129
(2) 二次元低速静止翼列におけるフィルム冷却効率との比較	133
(3) フィルム冷却の重ね合わせに関する検討	136

5.3	結 論	138
	文 献	139
第6章 フィルム冷却翼のメタル温度の検証		140
6.1	まえがき	140
6.2	タービン翼のメタル温度の検証	142
6.2.1	翼列実験における熱的相似性の考察	142
6.2.2	タービン第1段静翼のメタル温度	144
	(1) 実験装置と供試体	144
	(2) 実験結果および考察	150
6.2.3	タービン第1段動翼のメタル温度	155
	(1) 実験装置と供試翼	155
	(2) 実験結果および考察	168
6.3	結 論	174
	文 献	175
第7章 フィルム冷却の高性能化の研究		176
7.1	まえがき	176
7.2	高性能フィルム冷却	178
7.2.1	シェイプトフィルム冷却の伝熱実験	178
	(1) 供試体および測定方法	178
	(2) 実験結果および考察	179
7.3	全面フィルム冷却	186
7.3.1	全面フィルム冷却の伝熱実験	187
	(1) 供試体および測定方法	187
	(2) 実験結果および考察	192
7.4	結 論	197
	文 献	198
第8章 結 言		199
	謝 辞	203

記 号

A	: 面積
C	: 濃度
C_p	: 比熱
c	: 翼コード長
c_x	: 軸方向翼コード長
D	: タービン翼前縁直径
d	: フィルム冷却孔直径
f	: 関数
G	: 流量
	: 関数 (第 2 章 2. 2. 3 節)
g	: 重力加速度
H	: 速度境界層と温度境界層の厚さの比
h	: 熱伝達率
I	: 運動量比
K	: 定数
ℓ	: 翼高さ
	: フィルム冷却孔を 2 列配置した場合の孔間の距離
M	: 質量流束比
M_a	: マッハ数
N	: タービン回転数
n	: フィルム冷却孔列数
	: べき指数 (第 2 章)
P	: 圧力
P_o	: ペクレ数
P_r	: プラントル数
P_{rt}	: 乱流プラントル数
p	: フィルム冷却孔ピッチ
	: 翼ピッチ (第 3 章)

q	: 熱流束
R	: ガス定数
Re	: レイノルズ数
r	: 半径
	: 後縁半径 (第 4 章)
S	: 二次元スロットのスロット巾
S'	: 円孔列のフィルム冷却孔の相当スロット巾
Sc	: シュミット数
Sp	: スポルディング関数
s	: 翼面に沿ってよどみ点から測定した後縁までの長さ
	: スロット巾 (第 4 章)
T	: 温度
T_{it}	: タービン入口温度
t	: 板厚さ
u	: 流速 (主流方向)
u'	: 速度の変動分
v	: 流速 (主流と直角方向)
w	: 分子量 (第 2 章 2. 3 節)
	: ニッケル薄箔抵抗体の巾 (第 3 章 3. 2 節)
x	: フィルム冷却孔 (2 列の場合は後方の冷却孔) の下流端からの距離
	: 境界層の発達位置からの距離 (第 2 章 2. 2 節)
	: 翼前縁よどみ点から翼面に沿って測った距離 (第 3 章)
x'	: スロットからの距離
x_0	: 速度境界層の発達する仮想原点からスロットまでの距離
x_1	: 非加熱部の長さ (第 3 章 3. 2 節)
y	: 壁からの距離
y_0	: ヒートシンクモデルにおける吸熱源の壁面からの距離
z	: フィルム冷却の流れと直角方向の距離
α	: フィルム冷却スロットまたは孔の壁となす角度

β	: フィルム冷却孔の主流となす角度
Γ	: ガンマ関数
γ	: 比重量
δ	: 速度境界層厚さ
δ_t	: 温度境界層厚さ
ε	: 乱流拡散係数 : 放射率 (第 6 章)
ε_H	: 熱乱流拡散係数
ε_M	: 運動量乱流拡散係数
η	: 冷却効率
η_c	: サイクル熱効率
η_f	: フィルム冷却効率
$\overline{\eta}_f$	: 平均フィルム冷却効率
θ	: 温度
λ	: 熱伝導率
μ	: 粘性率
ν	: 動粘性係数
ρ	: 密度
σ	: スケール比
τ	: 主流の乱れ強さ
π	: 圧力比
ϕ	: 翼前縁のよどみ点からの角度 : 冷却空気流量比 (対主流流量)
ϕ'	: 冷却空気流量比 (対圧縮機吹込流量, 第 1 章) : 翼列実験における冷却空気流量比 (対主流流量, 第 6 章 6.2 節)
ω	: 角速度

添 字

a	: 冷却空気
	: フィルム冷却空気 (第 6 章)
a _w	: 断熱壁
a ₀	: フィルム冷却空気の供給点
c	: コード長基準
error	: 誤差
exit	: 翼出口
f	: フィルム
g	: ガス
in	: 翼入口
i _w	: フィルム冷却孔から距離 x 離れた点のトレーサの濃度
M	: 金属
m	: フィルム冷却孔から吹き出した空気の最高効率となる点
max	: 最大値
s	: 静圧
	: 基準 (第 6 章)
t	: 温度
	: 全圧 (第 3 章, 第 4 章)
w	: 壁
x	: アキシャル
y	: 壁面から距離 y の位置における値
o	: フィルムの吹き出し位置における値
l	: 圧縮機吸込
.99	: 主流の 99% の値
∞	: 主流
	: 主流の流路 (第 6 章)

第 1 章 緒 言

1.1 まえがき

産業用の大型ガスタービンとは、1973年の石油危機以前は、ピーク需要用として使用された。石油危機以降は、燃料の多様化、省エネルギーの観点から従来の石油火力一辺倒の依存体質を改めるためにLNG(液化天然ガス)、地熱等多様な発電方式が見直され、産業用ガスタービンのベース需要用としての使用の道が考えられた。1980年代に入り、単機での出力が100MWを上まわる大容量、高温ガスタービンの開発の成功により、ガスタービンと排熱回収ボイラおよび蒸気タービンを組合せたコンバインド発電プラントが、その高効率性で脚光を浴びるようになった。

コンバインドサイクルの効率は、ガスタービンの入口温度の上昇によって飛躍的に改善される。図1.1.1にガスタービン単体発電、およびコンバインドサイクル発電のサイクル熱効率 η の特性を示す^[1]。

ガスタービン単体の熱効率は、タービン入口温度の上昇に伴って増加する。しかし、高温化によって熱効率の増加は、鈍くなる傾向にある。一方、コンバインドサイクルでは、最高熱効率点がガスタービンの比出力の最高点と一致し、高温化による効率改善の余地が大きい。最新のコンバインド発電システムにおけるタービン入口温度1350℃～1400℃級の高温ガスタービンを使用するものでは、総合熱効率が48%(HHV)を越えるものもある。さらにタービン入口温度1500℃のガスタービンが数年後には実用化されると予想され、これを用いたコンバインドプラントの熱効率は50%(HHV)を越えると考えられる。以上のごとく、高温ガスタービンはコンバインドプラントの主機として、非常に重要な役割をこなう機器となった。

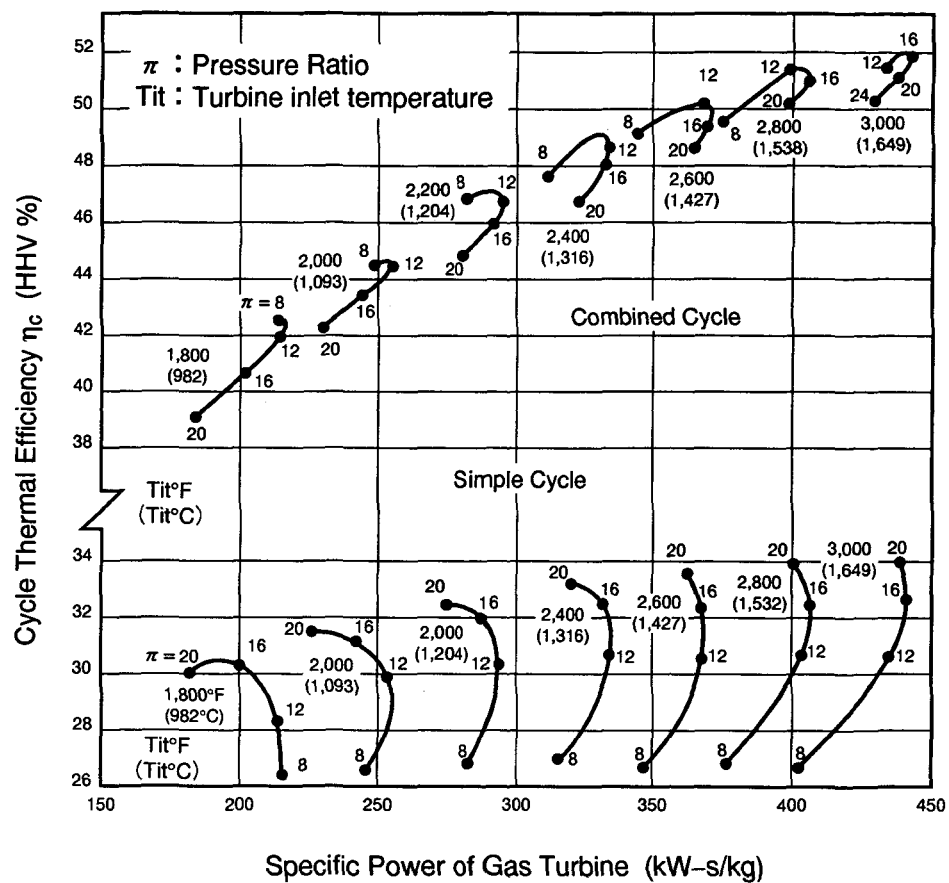


図1.1.1 サイクル熱効率・比出力特性図

1.2 高温ガスタービンの開発動向

産業用ガスタービンの高温化の趨勢を図1.2.1に示す^[2]。従来ガスタービンの高温化は、航空用ガスタービンがそのリード役を演じて来た。産業用ガスタービンは、航空用ガスタービンの開発に遅れること約10年で同レベルのタービン入口温度に達するという傾向にあった。しかし、1990年代に入ると、産業用ガスタービンのタービン入口温度は、航空用ガスタービンのものとほとんど同じレベルに達した。これは産業用ガスタービンのタービン入口温度が、 $25^{\circ}\text{C}/\text{年}$ の割合で急速に上昇しているためである。

ガスタービンの高温化は、タービンの冷却技術と材料開発、コーティング技術に負う所が大きい。産業用ガスタービンのタービン入口温度が $25^{\circ}\text{C}/\text{年}$ の割合で上昇したことの内訳を分析すると、冷却技術による所が $15^{\circ}\text{C}\sim 20^{\circ}\text{C}/\text{年}$ 、材料・コーティング技術に負う所が $5^{\circ}\text{C}\sim 10^{\circ}\text{C}/\text{年}$ である。このように、最近のガスタービンの高温化は、タービン翼の冷却技術によって達成されていると言っても過言ではない。

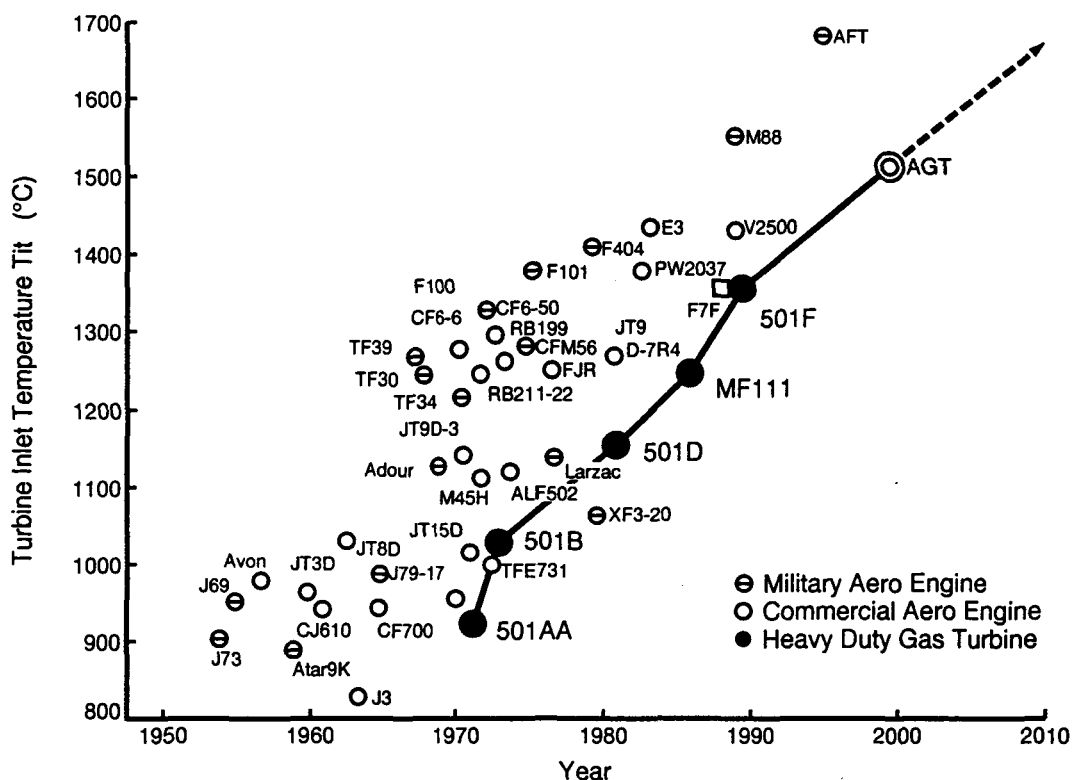


図1.2.1 タービン入口温度の推移

1.3 タービン翼の冷却構造の変遷

ガスタービンの燃焼器出口の温度には分布がある。そのために、タービン第1段静翼にはタービン入口平均ガス温度よりも15%～20% 温度の高いガスが局部的に流れることになる。この高温ガスにさらされるタービン翼を、翼材料が許容する温度以下に保持するため、圧縮機から抽気した空気を用いて冷却を行う。最新の産業用ガスタービンでタービン入口温度1350℃級の501Fガスタービンの冷却空気供給系統を図1.3.1 に示す^[3]。

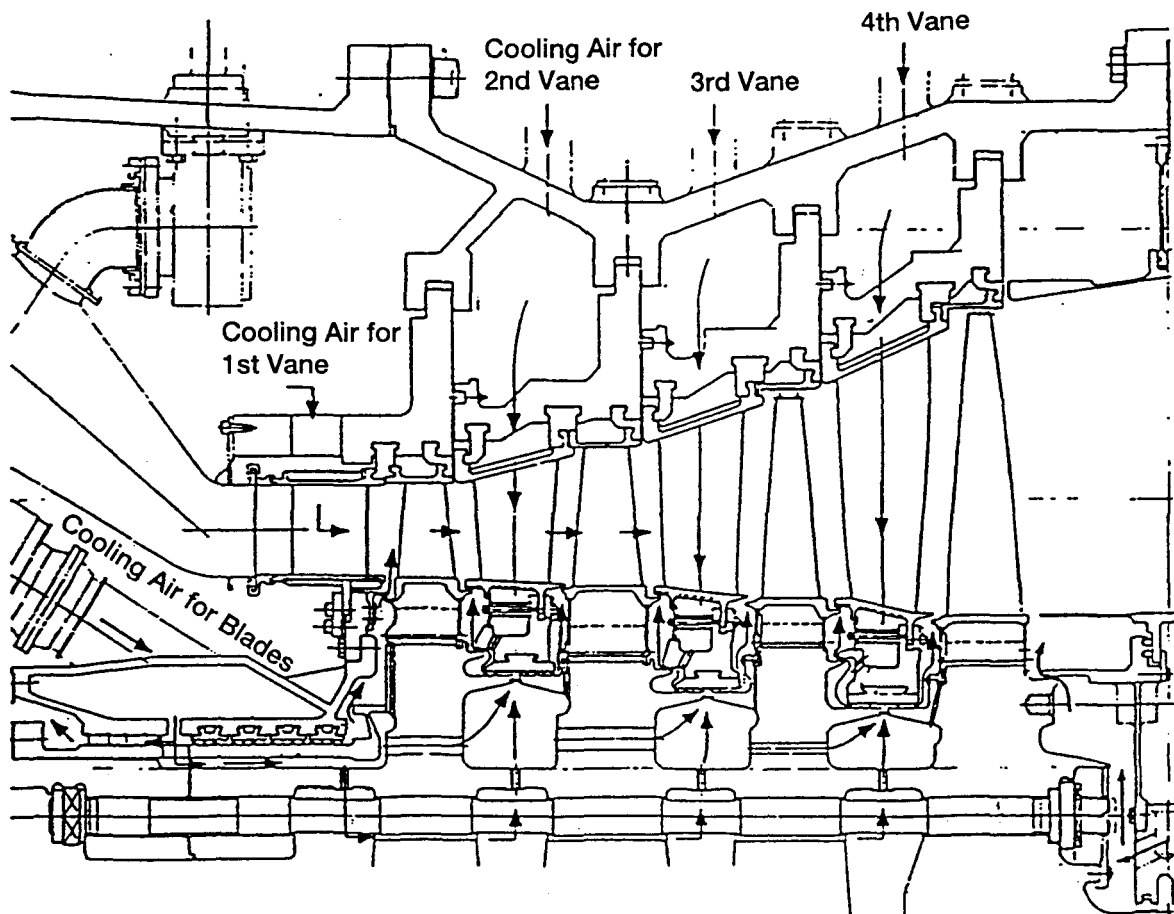
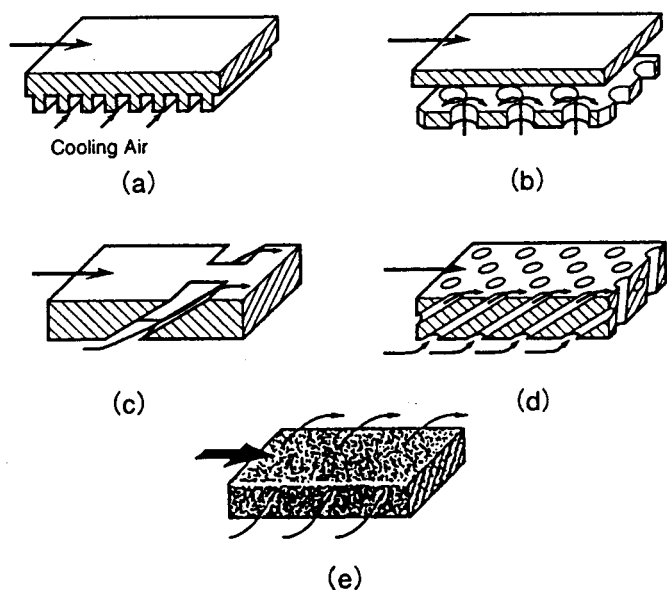
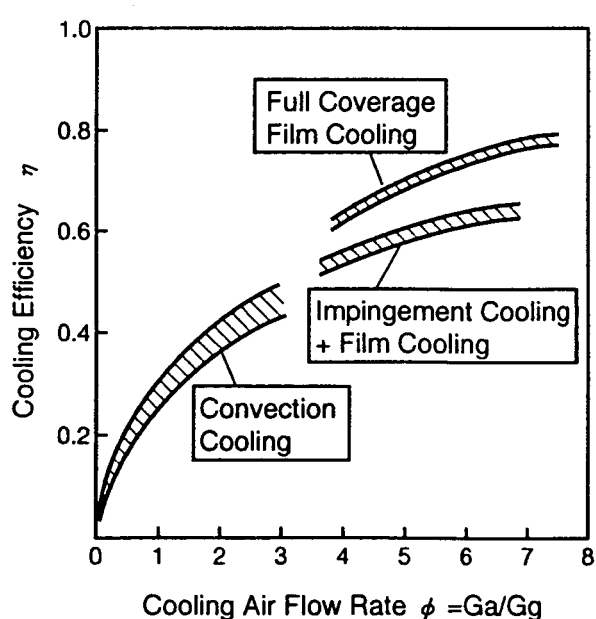


図1.3.1 501Fガスタービン冷却空気系統

ガスタービンが高温化されるに伴い、タービン翼の冷却に用いられる方法も高度化される。タービン入口温度の上昇に伴い、冷却翼の冷却方法は内部対流冷却からフィルム冷却、さらには全面フィルム冷却へと変化する。これは、内部対流冷却では翼面に生じる温度勾配が非常に大きくなり熱応力が過大になるためである。現在実用化されている代表的な冷却方法と式 (1.3.1) で定義する冷却効率 η と主流流量 G_g に対する冷却空気量 G_a の割合 ϕ の関係を図1.3.2に示す^[4]。さらに冷却効率の高い方法としては図1.3.2(e)に示すワイヤーメッシュや焼結金属等を用いたトランスピレーション冷却があるが、表面の酸化、あるいはプラグインの問題があるため、実用化には至っていない。

$$\text{冷却効率 } \eta = \frac{T_g - T_M}{T_g - T_a} \quad (1.3.1)$$

ここで、 T_a : 冷却空気温度
 T_g : ガス温度
 T_M : メタル温度



(a) Convection cooling. (b) Impingement cooling.
(c) Film cooling. (d) Full-coverage film cooling.
(e) Transpiration cooling.

図1.3.2 各種冷却方式と冷却効率

産業用ガスタービンのタービン静翼およびタービン動翼には、タービン入口温度に対処して、最適な冷却方法が適用されている。図1.3.3, 図1.3.4 に代表的な産業用ガスタービン501 シリーズの冷却構造の変遷を示す^[2]。最新の501Fガスタービンの第1段静翼および第1段動翼の詳細な冷却構造を図1.3.5, 図1.3.6 に示す^[3]。501Fガスタービンの第1段静翼は、3つに分けられたインサートによる内面インピンジメント冷却と翼前縁のシャワーヘッド、翼背腹面のフィルム冷却および後縁のピンフィン冷却の組合せから成り立っている。一方、第1段動翼では、3通路からなるサーペントイン流路の内面にタービュレータを付けて、冷却を促進するとともに、翼前縁にシャワーヘッド、翼背腹面にはフィルム冷却、そして後縁にはピンフィン冷却を採用している。

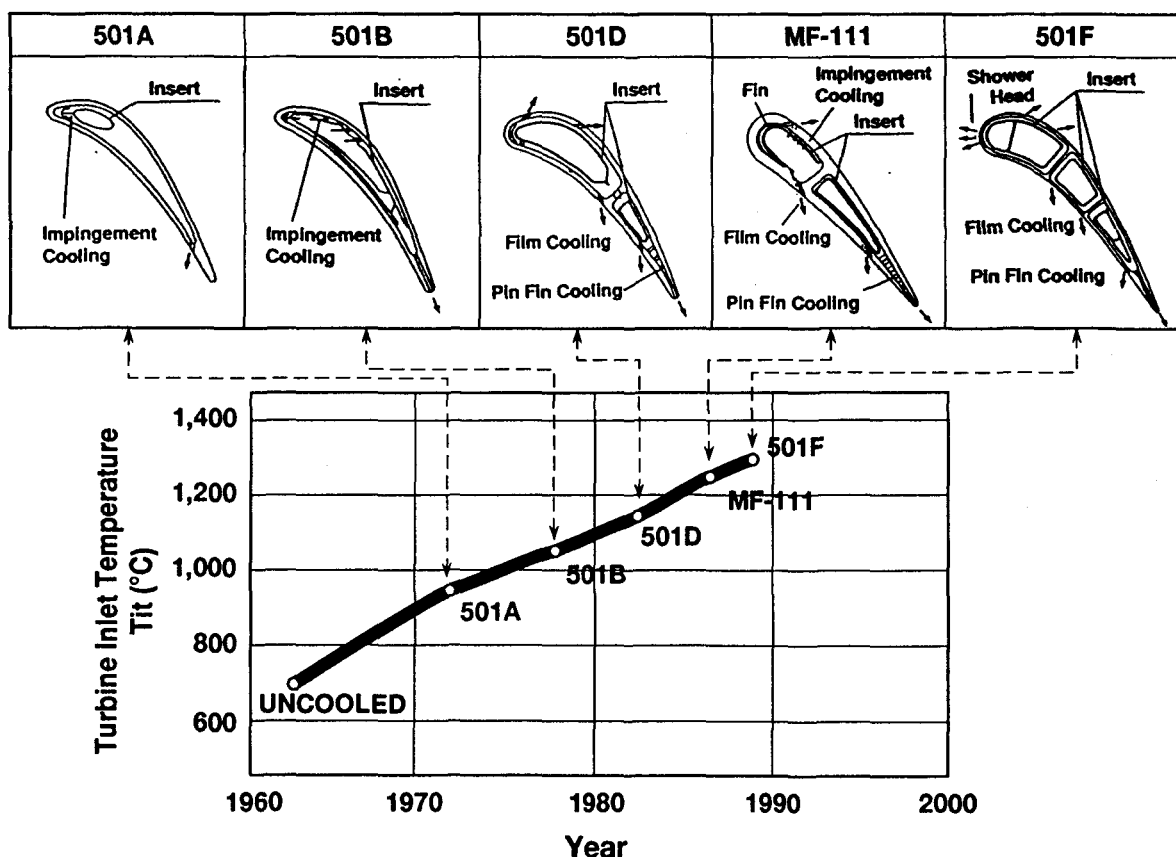


図1.3.3 産業用ガスタービン第1段静翼の冷却構造の変遷

高温化に伴ってタービン部を冷却するのに必要な冷却空気量 G_c が増加する。タービン入口温度の上昇に伴って冷却空気量 G_c の圧縮機吸込流量 G_1 に対する割合 ϕ' の増加傾向を図1.3.7 に示す。この冷却空気量の増加は、圧縮機吐出空気量を減らし、タービン各段におけるガス温度を低下させ、さらには、混合損失を増加させるために、ガスタービンの熱効率を低下させる。これが前述したシンプルサイクルにおいてはタービン入口温度の上昇にかかわらず熱効率の増加割合が低下する原因である。コンバインドサイクル効率 η_c へのガスタービンの冷却空気量 G_c の影響度の解析例を図1.3.8 に示す^[1]。図1.3.8より明らかなごとく冷却空気量 G_c はコンバインドサイクルの熱効率 η_c に非常に大きな影響を与えるために、高温化を達成しながら冷却空気量を減らす努力が必要である。

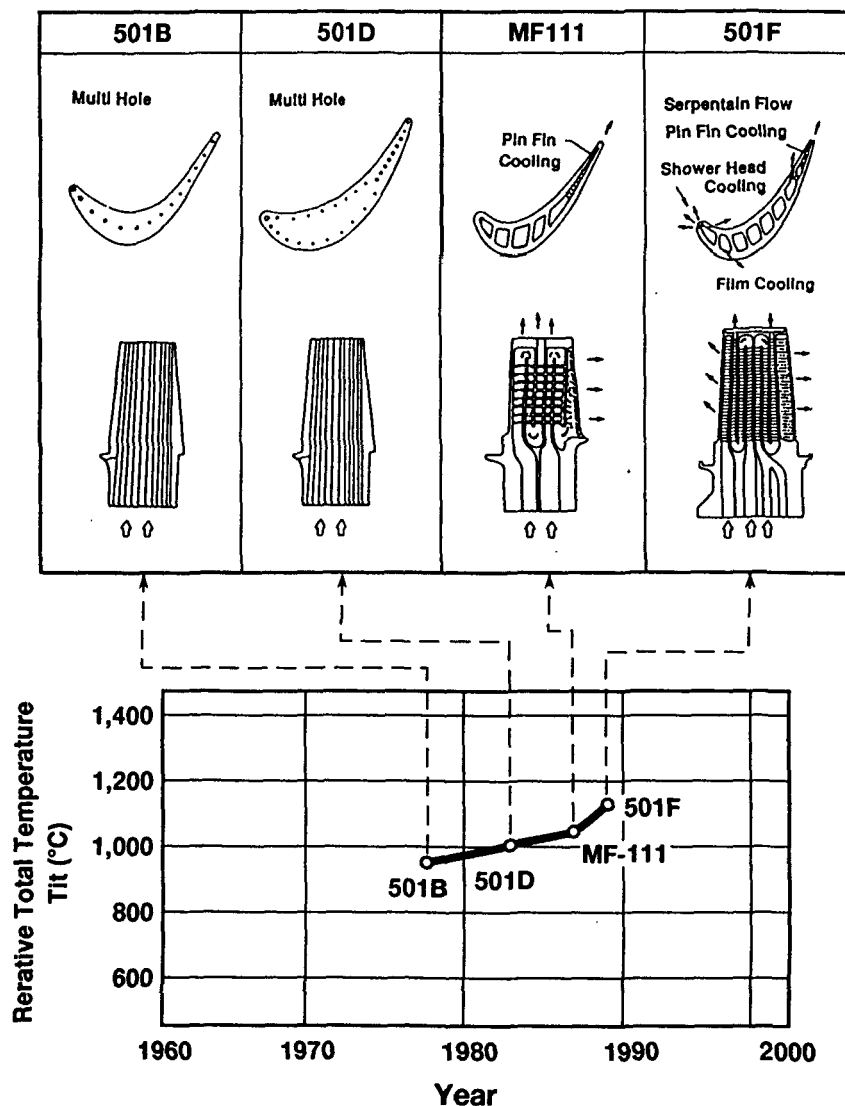


図1.3.4 産業用ガスタービン第1段動翼の冷却構造の変遷

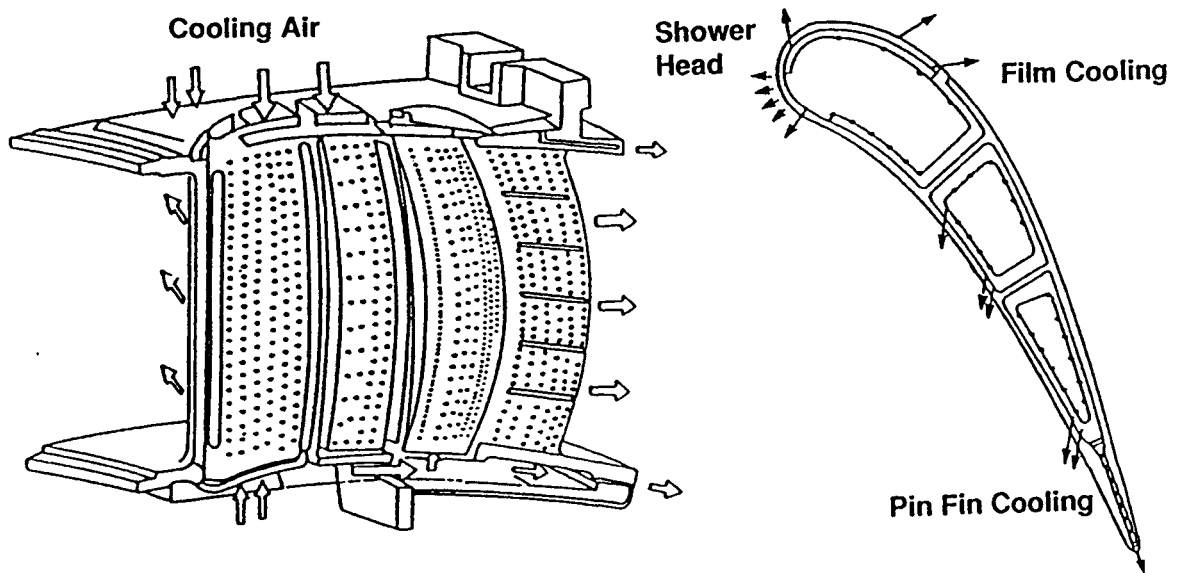


図1.3.5 501Fガスタービンの第1段静翼の冷却構造

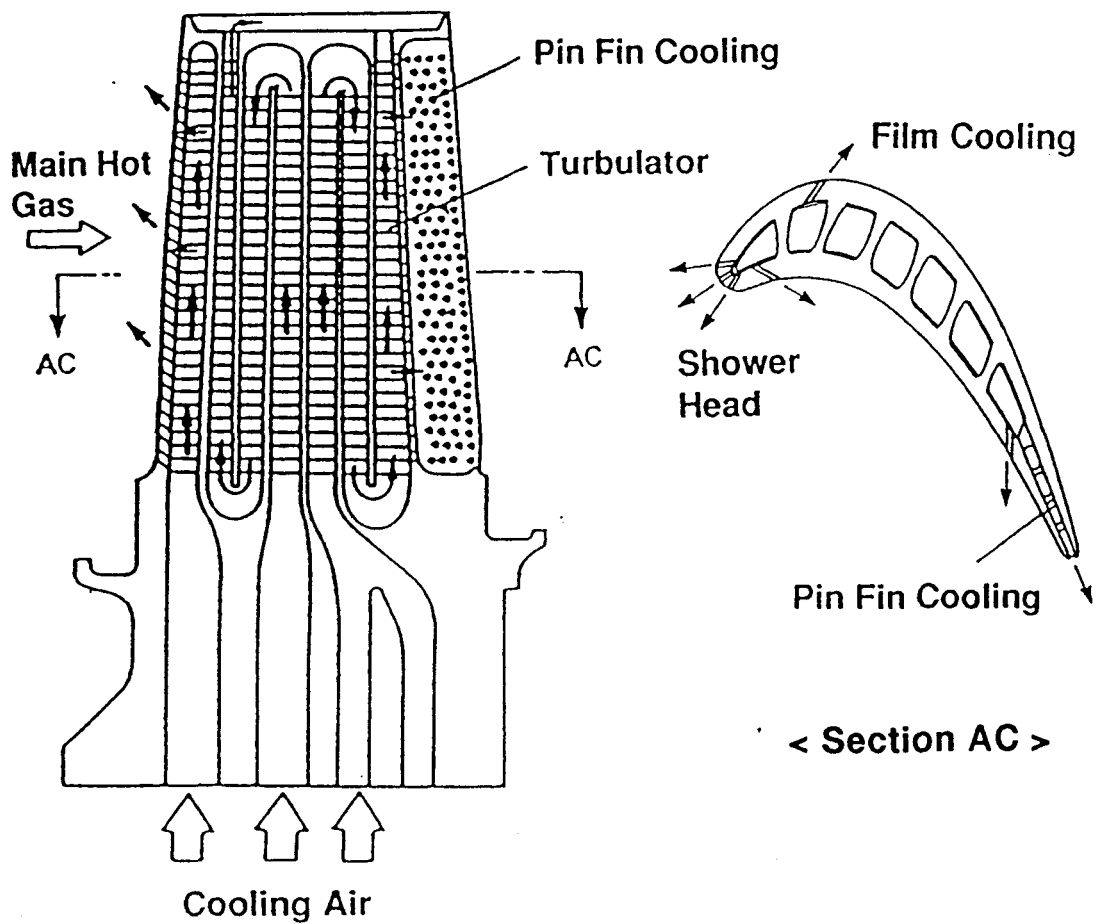


図1.3.6 501Fガスタービンの第1段動翼の冷却構造

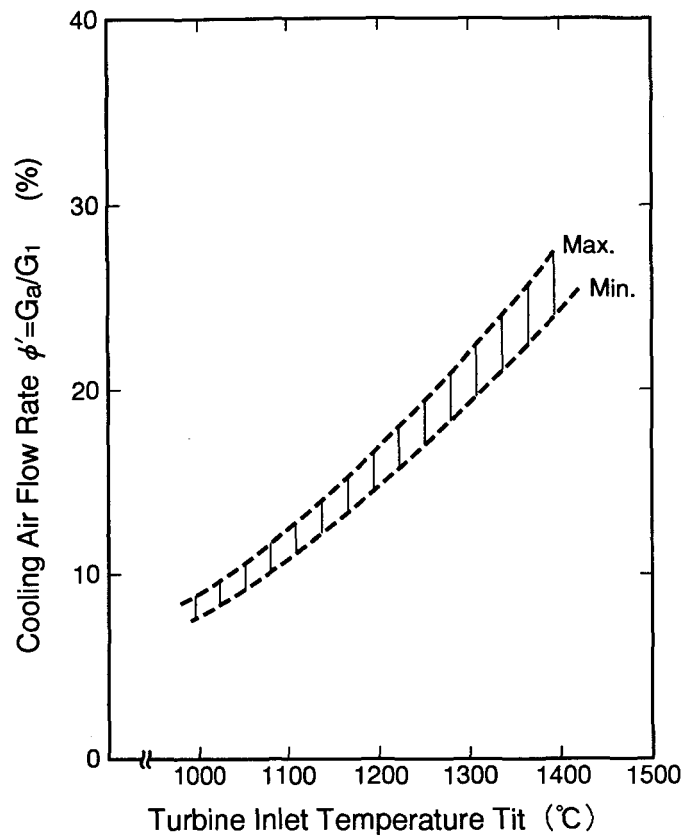


図1.3.7 タービン入口温度と必要冷却空気量の関係

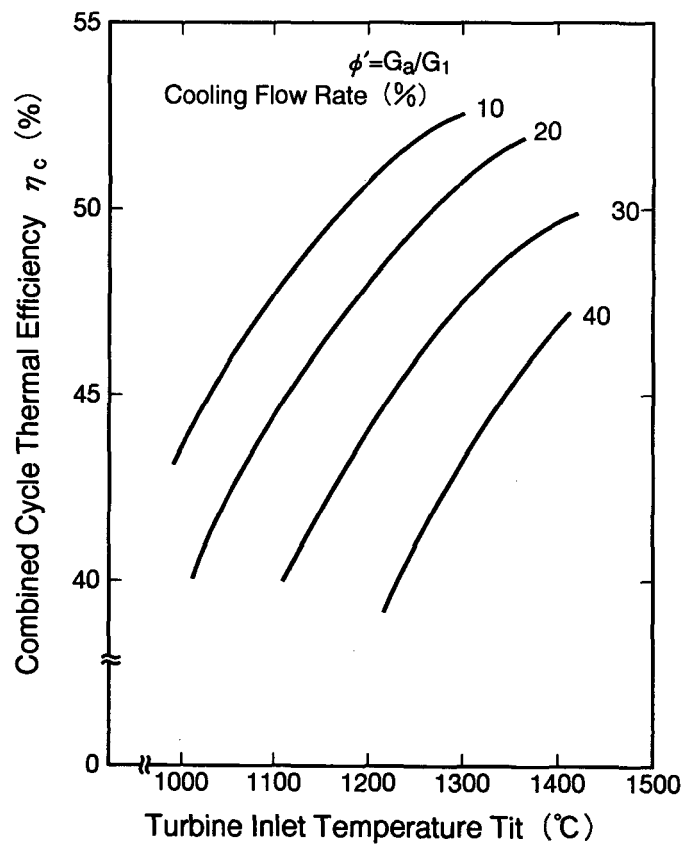


図1.3.8 冷却空気量とコンバインドサイクル効率の関係

1.4 本論文の概要

産業用高温ガスタービンに用いられるタービン冷却翼を開発するためには、タービン翼が置かれる全ての熱的境界条件と空力的境界条件を知る必要がある。熱的境界条件には、主流の高温ガスから翼への熱流入を評価する翼面熱伝達率分布、翼面上のフィルム冷却の効率、翼内面のインピンジメント冷却や対流冷却あるいは、各種フィン付流路の熱伝達率、等々が含まれる。一方、空力的境界条件としては、翼面の速度分布、静圧力分布、等々がある。さらに、冷却空気の流動・配分を予測する必要がある、このためには、各冷却要素の圧力損失係数を調べる必要がある。

タービン入口温度の上昇に伴って、タービン翼面の熱負荷は飛躍的に増加する。この理由は、より高温に耐える翼材料の開発が行なわれているが、翼材料の最高許容メタル温度が大巾に上昇していないために、ガス温度と翼表面の温度差がガス温度の上昇にリニアに比例しているためである。そこで、タービン入口温度（相対ガス温度を含む）が 1100°C を越えるタービン翼では、フィルム冷却を採用し、熱応力を軽減する冷却方法が用いられる。このように現在の産業用高温ガスタービンの冷却翼を成立させる最も重要な技術は、フィルム冷却技術であると言える。^[5]

本論文では、産業用ガスタービンの冷却翼に適用するフィルム冷却技術の開発を目的として行った研究の成果を、第2章～第7章に取りまとめた。各章の位置づけを図1.4.1に示す。

第2章では、フィルム冷却の基本的特性を把握するために実施した、低速伝熱風洞を用いた二次元スロットからの吹き出しによるフィルム冷却および円孔列からの吹き出しによるフィルム冷却の実験結果と、境界層理論に基づくフィルム冷却効率の推定式を明らかにした。また、フィルム冷却効率を測定する方法として物質伝達のアナロジーを応用した炭酸ガスをトレーサとした測定方法の精度検定結果を示す。

第3章では、タービン動静翼の冷却への応用を目指して、典型的なタービン

第1段静翼および第1段動翼の50%断面拡大モデルを用いて、低速翼列風洞で実施したフィルム冷却実験結果について述べる。以上の結果よりタービン翼面上におけるフィルム冷却効率を推定する実験式を与えた。

第4章では、最新のタービン静翼に適用するフィルム冷却の研究をまとめた。最新の高温ガスタービンでは、空力的に高負荷化、低ソリディティ化が進むが、タービン第1段静翼もこの傾向にもれず低アスペクト比化される。このような低アスペクト比の翼では、シュラウド面上の二次流れの翼面への影響が無視できなくなる。アスペクト比0.5の静翼モデルで構成した環状翼列風洞を用いて、翼面およびシュラウド面上の熱伝達率ならびに、フィルム冷却の特性を把握するために実施した実験的研究結果について述べる。さらに馬蹄渦、流路渦等のシュラウド面上の二次流れの熱伝達率、フィルム冷却への影響を明らかにする。

第5章では、回転している動翼面上のフィルム冷却効率を調べる目的で実施した、空気タービンを用いた実験結果について述べる。回転している動翼にフィルム冷却を適用することは、タービン入口温度の上昇に伴って必要となるが、回転動翼面上のフィルム冷却効率を直接測定した報告は皆無であった。動翼は静翼のウェークによって生じる非定常流および回転による遠心力の影響を受けるために、動翼面上のフィルム冷却効率は静翼のフィルム冷却効率と異なっていると予想される。そこで、実機と相似な空力的条件で運転した空気タービン実験装置を用い、測定法としては物質伝達のアナロジーを適用し、回転している動翼面上のフィルム冷却効率を測定した結果について述べ、さらに静止翼列実験結果との対比から回転効果のフィルム冷却効率への影響を考察する。

第6章では、フィルム冷却を施行したタービン静翼およびタービン動翼のメタル温度の検証結果について述べる。第2章～第5章にわたって述べた翼面の熱伝達率、フィルム冷却技術は、他の多数の伝熱データとともに、冷却翼の開発に用いられる。このようにして開発されたタービン動静翼の冷却性能は、実機相当のガス温度下で実施する高温翼列実験、さらには、実機エンジン試験において確かめられる。以上のごとく、高温翼列実験および実機エンジン試験での翼メタル温度解析の検証結果は、タービン翼のメタル温度推定精度向上のために伝熱要素実験あるいはタービン翼の設計システムに反映される。

第7章では、フィルム冷却効率の高性能化に関する研究の成果について述べる。ガスタービンを中心に高性能化する方法としては、二通りの方法が考えられる。第1には、タービン入口温度を同一に保った状態で冷却性能の高い冷却構造を採用し、冷却空気量の低減を計る方法である。第2には、タービン入口温度を上昇させることである。フィルム冷却技術に関しては、前者の方法として冷却空気量が少なく従来並のフィルム冷却効率を得られるシェイプトフィルム冷却技術がある。後者の高温化に対処した方法として、冷却空気量は従来並か時には増加させる必要があるが、フィルム冷却効率が非常に高い全面フィルム冷却技術がある。産業用ガスタービンのタービン入口温度をさらに上昇させるために必要なフィルム冷却技術を開発するために実施した、シェイプトフィルム冷却孔のフィルム冷却特性に関する研究結果と、タービン静翼およびタービン動翼に全面フィルム冷却を適用した場合のフィルム冷却効率の測定結果について述べ、それらの結果より産業用ガスタービンの今後の高温化の可能性を展望する。

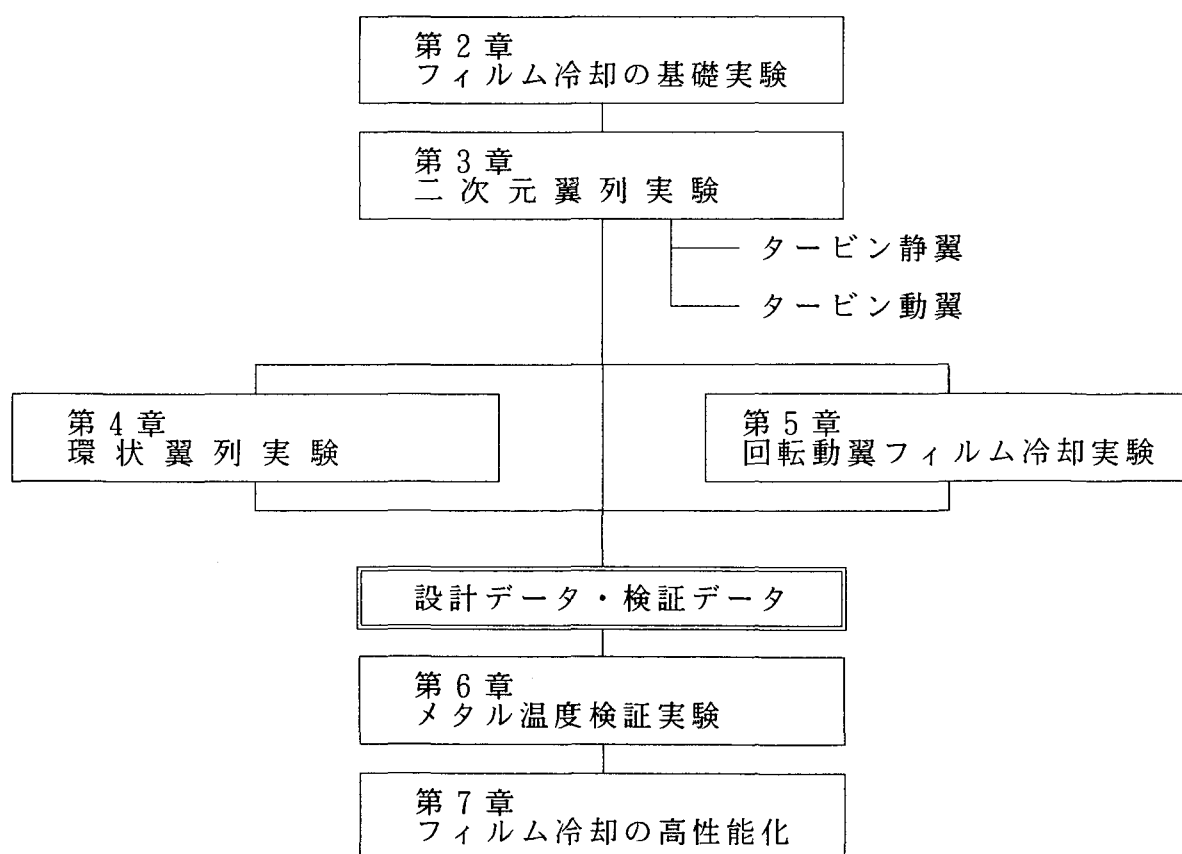


図1.4.1 本論文における各章の位置づけ

第1章の文献

- [1] 福江, “大型ガスタービン技術の現状と将来,” 日本ガスタービン学会セミナー, 第11回資料, pp.3.1-3.9, 1983.
- [2] Takeishi, K., et.al., “Study on the Turbine Vane and Blade for a 1500°C Class Industrial Gas Turbine,” Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.116, pp.597-604, 1994.
- [3] Scalzo, A.J., et.al., “A New 150MW High Efficiency Heavy Duty Combustion Turbine,” Trans. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.111, pp.211-217, 1989.
- [4] Glassmann, A.J., “Turbine Design and Application,” NASA SP-290, 1975.
- [5] 武石, “フィルム冷却の進展,” 日本ガスタービン学会誌 Vol.20, pp.18-25, 1993.

第 2 章 フィルム冷却技術の基礎実験

2.1 まえがき

高温気流にさらされる物体の表面に高温気流より温度の低い冷却媒体を吹き出し、高温気流と物体表面の間に冷却膜を形成し内部の物体を高温ガスから保護する方法は、フィルム冷却法として知られている。フィルム冷却の性能は、一般に次式で定義されるフィルム冷却効率 η_f で評価される。

$$\eta_f = \frac{T_\infty - T_f}{T_\infty - T_a} \quad (2.1.1)$$

ここで T_∞ は高温ガス温度、 T_a は冷却空気の温度そして T_f は物体表面のフィルム冷却空気温度である。上式の定義から明らかなようにフィルム冷却効率 η_f は 0 ～ 1 の値をとる。上式中のフィルム温度 T_f については、物体への熱流入が無い断熱壁を考えると断熱壁温度 T_{aw} は物体表面に接するフィルム冷却空気温度 T_f に等しくなる。また冷却空気の温度としてフィルム冷却空気の吹き出し点の温度 T_{ao} を用いると上式は次の形で表される。

$$\eta_f = \frac{T_\infty - T_{aw}}{T_\infty - T_{ao}} \quad (2.1.2)$$

この冷却方法においては冷却膜が熱遮蔽体として作用するため、高温の気流から物体への熱流束を減らすことが出来る。フィルム冷却法を採用すると物体に流入する熱流束が減り、その結果物体内に生じる温度勾配を減らして熱応力を低下させることが出来るので、フィルム冷却法はガスタービンのタービン翼、燃焼器等の高熱流束部の冷却に多用される。

タービン翼にフィルム冷却を適用する場合、タービン翼の構造上の制限から、一定の間隔であけられた吹き出し孔から吹き出さざるを得ず、現在のところ、壁に $30^\circ \sim 35^\circ$ の角度であけた円孔列からなるフィルム冷却孔が採用されてい

る。このような円孔列から冷却空気を吹き出した場合、吹き出し部の近傍ではフィルム冷却孔の間に高温気流が流れ、その下流で冷却空気と混合するという複雑な三次元の流れ場を形成する。しかし、吹き出し部近傍を除く下流域においては、一般に境界層的取り扱いが可能となる。二次元スロットからの吹き出しによるフィルム冷却は、ガスタービン燃焼器壁の冷却等、応用面で重要であるため、現在までに多くの理論的、実験的研究がなされてきた。しかし、その多くが吹き出し角度 0° あるいは 90° に関するもので、応用面では重要であるにもかかわらず、角度のついたスロットからの吹き出しによるフィルム冷却の文献は非常に少ない。そこで、本章では、円孔列からの吹き出しにおける下流域の現象予測の基礎となる吹き出し角度を有する二次元スロットからの吹き出しによるフィルム冷却の実験的研究の成果について述べる。さらに低速風洞を用いて実施した吹き出し角度を有する二次元スロットからの吹き出しによるフィルム冷却の実験結果、およびフィルム冷却効率を推定する境界層理論に基づく半理論式を明らかにする。

また、タービン翼面上のフィルム冷却の基礎を固めるために、これらを単純な系で模擬した実験を行った。このタービン翼面上のフィルム冷却では翼面の曲率あるいは主流の加減速の影響を受けると考えられるが、まず一様主流で平板面上に角度をつけてあけられたフィルム冷却孔からの吹き出しによるフィルム冷却効率の研究を実施した。このフィルム冷却孔の吹き出す角度に関しては、翼背腹面と翼前縁の二種類の大きく異なった形状が考えられる。翼背腹面を模擬するフィルム冷却孔の形状としては、吹き出し方向が主流と同一で、吹き出し角度が壁面に対して 30° 傾斜した円形のフィルム冷却孔を用いた。一方、翼前縁を模擬したフィルム冷却孔の形状では、吹き出し方向が主流と 90° で壁面に対して 45° 傾斜したフィルム冷却孔を用いた。これらの二種類のフィルム冷却孔を有する供試体を低速風洞に装着してフィルム冷却効率を測定し、その結果より実験式を導いた。

2.2 二次元スロットからの吹き出しによるフィルム冷却

2.2.1 実験装置

平板面上にあけた円孔列からの吹き出しにおけるフィルム冷却効率の測定に用いた低速風洞の型式は吸込み型であり，その仕様を表2.2.1に，また装置の概略を図2.2.1に示す。主流は，平行部，縮流部，主流コントロール部を通してテストセクション部を流れ，拡大部を通してブローアより大気に放出される。大気吸込みの平行部に設けたスクリーンは#12 メッシュの金網から出来ており，吸い込み速度を均一化する。また同部分に設けているハニカムはセルの対辺が3/8'で

表2.2.1 伝熱風洞の特性

Dimension of Test Section	300W×300H×1200L
Maximum Velocity	$U_{MAX}=40\text{m/s}$
Maximum Pressure Difference	-100mmAq
Main Stream Turbulence Intensity	$\sqrt{u'^2}/\bar{U}_{\infty}=0.5\%$

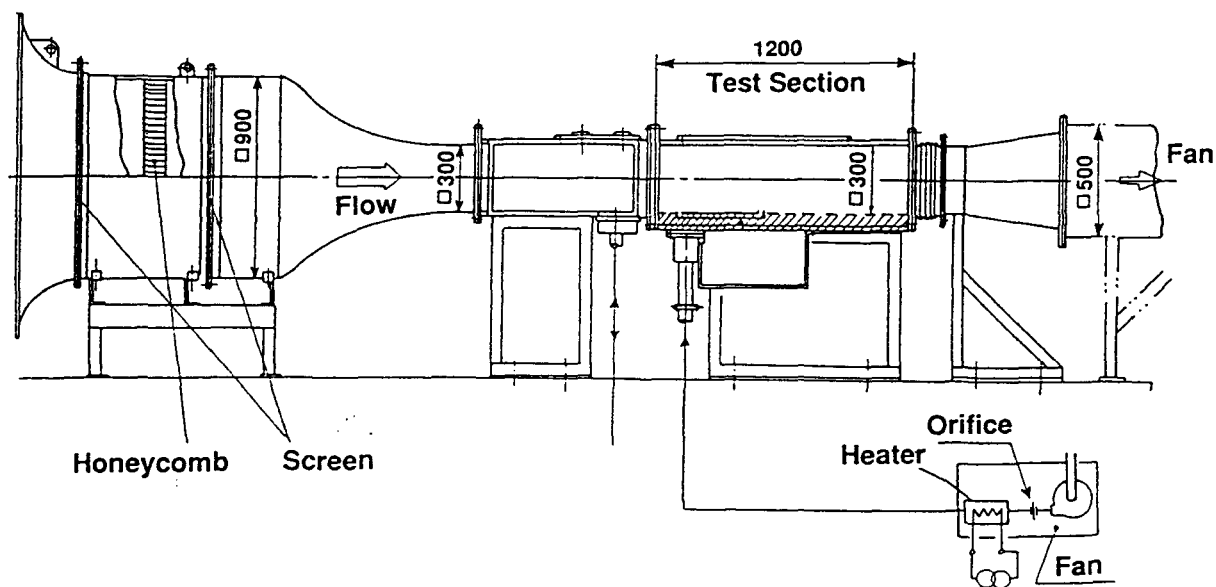


図2.2.1 伝熱風洞概略図

長さ100mm を用いており、主流中のスワール成分を除去している。テストセクション部は、高さ300mm × 巾 300mmの正方形断面で、長さは1200mmである。テストセクション部の底面は厚さ75mmのベークライト製で、断熱壁温度測定用の熱電対および静圧タップを埋め込んでいる。テストセクション部の側面および上面は、内部が可視化可能なようにアクリル製であり、側面の一部はシュリーレン法による可視化のために、光学ガラスの装着が可能になっている。供試体の形状をパラメータにした場合の実験を容易にするために供試体は図2.2.2に示すごとくスロット部のみをカートリッジ状に製作して、テストセクション部の底面上流側に装着した。

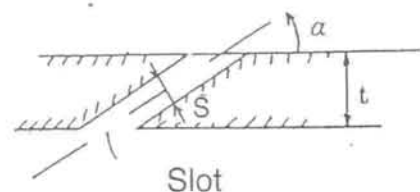
(1) 二次元フィルム冷却実験供試体

二次元スロットからの吹き出しによるフィルム冷却実験に用いた供試体の基本寸法は下記の通りである。

スロット巾 $S = 10\text{mm}$

吹き出し角度 $\alpha = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$

板厚さ $t = 82\text{mm}$



供試体の材質は断熱性を良くするためベークライト製（熱伝導率 $\lambda \approx 0.5\text{W/m}\cdot\text{K}$ ）とした。供試体の写真を図2.2.2に示す。

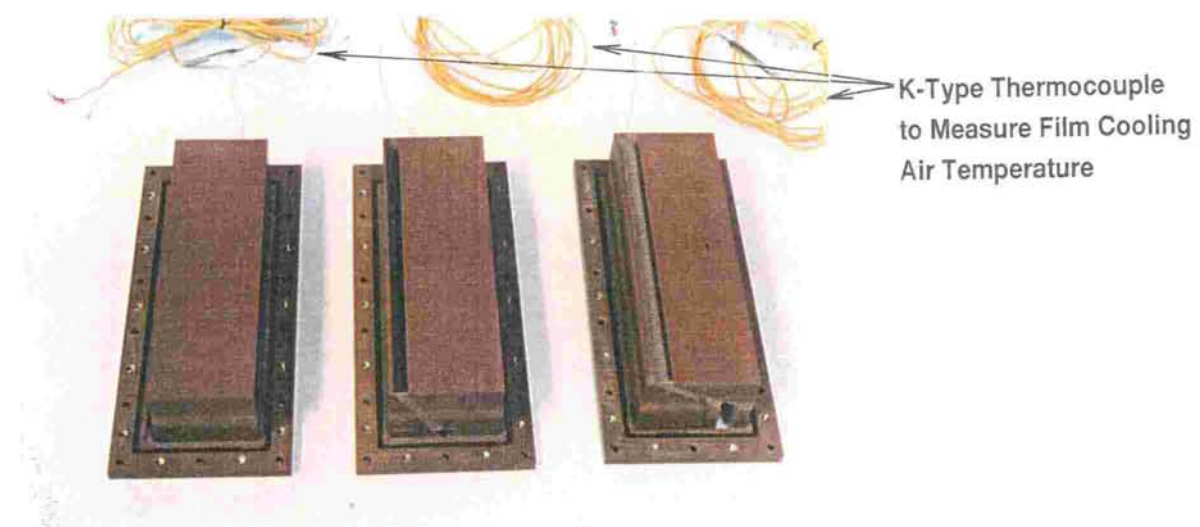
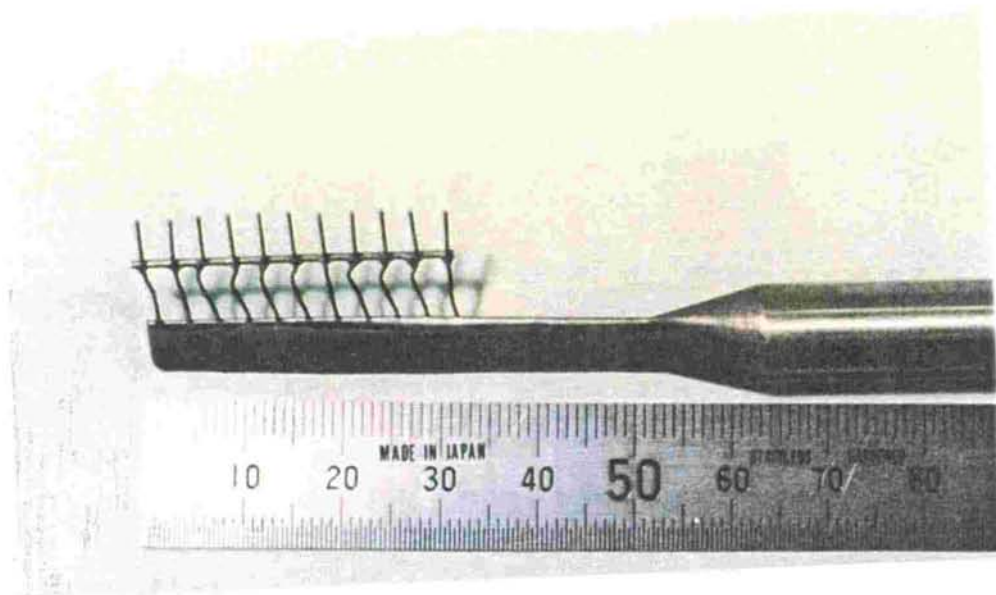


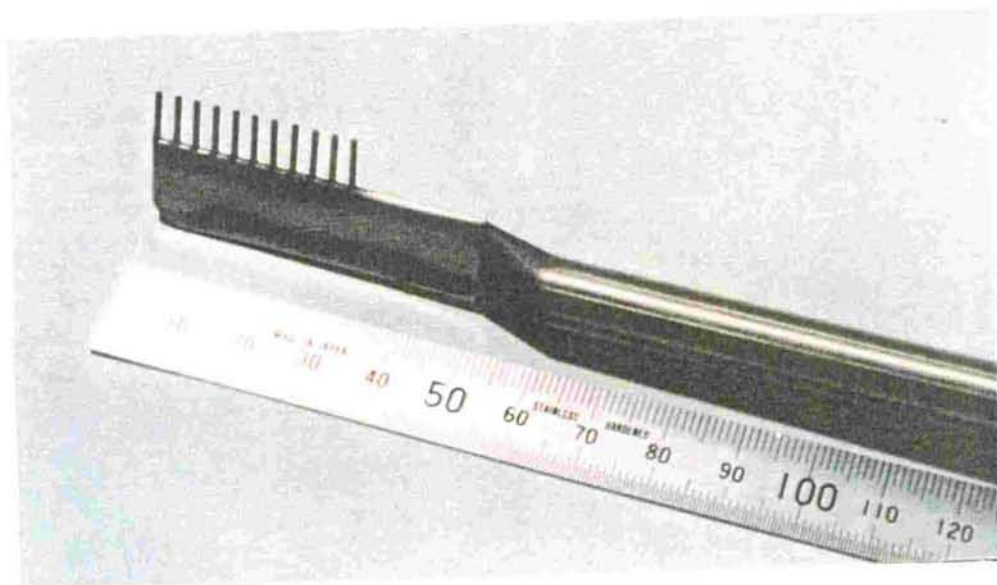
図2.2.2 二次元フィルム冷却翼実験用供試体
(左から $\alpha = 90^\circ, 60^\circ, 30^\circ$ 用)

(2) 測定プローブ

一様主流中の流路壁面に設置された二次元スロットから吹き出した場合のスロット下流の流路壁面上に発達する境界層は二次元的であると推定出来るから高さ方向の分布を同時に測定出来るように高さ方向に11点の熱電対あるいは全圧管を設けた図2.2.3 に示す櫛型のプローブを製作し、測定に用いた。



a. 櫛型熱電対



b. 櫛型全圧管

図2.2.3 測定用櫛型プローブ

(3) 測定方法

フィルム冷却効率は式(2.1.2)で定義されるが、本実験では主流温度 T_{∞} を常温とし、フィルム冷却空気の吹き出し点における加熱空気温度 $T_{a.o.}$ とした状態で、断熱材製の壁に埋め込んだ熱電対により測定した断熱壁温度 $T_{a.w.}$ を用いて、フィルム冷却効率 η_f を次式より求めた。

$$\eta_f = \frac{T_{a.w.} - T_{\infty}}{T_{a.o.} - T_{\infty}} \quad (2.2.1)$$

この式で主流温度 T_{∞} とフィルム冷却空気温度 $T_{a.o.}$ は、タービン翼の冷却の場合と逆になっているが、低速で温度差が小さく、かつ浮力の効果が無視出来るので、フィルム冷却による冷却の場合と同じ結果が得られる。

断熱壁温度 $T_{a.w.}$ を測定するために測定流路壁はベークライトで製作しているが、完全な断熱状態は達成できない。そこで、熱伝達と物質伝達の間にアナロジーが成り立つことを用いて測定する方法を適用した。すなわち、主流中のトレーサの濃度 C_{∞} 、微少のトレーサを混入した空気の吹き出し点における濃度 C_o と下流部における壁近傍の濃度 $C_{i.w.}$ を測定することによって、次式よりフィルム冷却効率を求めた。

$$\eta_f = \frac{C_{i.w.} - C_{\infty}}{C_o - C_{\infty}} \quad (2.2.2)$$

主流中にトレーサの成分が存在しない場合式(2.2.2)中の $C_{\infty} = 0$ となり、フィルム冷却効率 η_f は局所の濃度に比例することになる。

熱伝達と物質伝達のアナロジーは、乱流ルイス数が1.0であれば完全に成立するが1.0から少しずれていてもほぼアナロジーが成立することが示されている^[1]。本研究ではトレーサとして炭酸ガス、一酸化窒素を用いたが、炭酸ガス、一酸化窒素の空気に対するルイス数と、それらの濃度を測定する測定機器を表2.2.2に示す。

表2.2.2 フィルム冷却効率測定トレーサと濃度測定器

	Carbon Dioxide	Nitric Monoxide
Schmidt Number Sc[-]	0.458	0.643
Prandtl Number Pr[-]	1.296	0.828
Lewis Number Sc/Pr[-]	0.353	0.777
Molecular Weight	44	28
Instruments	Gas Chromatography (Shimadzu)	NOx Analyzer (Yamamoto)

Temperature : 20°C

2.2.2 実験結果および考察

(1) 伝熱風洞の特性

伝熱風洞の特性を調べるために、3孔ピトー管で主流速度分布、KANOMAX 製熱線風速計で主流乱れを、また内径 0.5 mm の全圧ピトー管を用いて壁面上の境界層内の速度分布を測定した。主流平均流速 $U_{\infty} = 15.0 \text{ m/s}$ において、主流速度の不均一率は 1 % 以下、また乱流格子を付けない場合の主流乱れは 0.5% 以下であった。

二次元スロットからのフィルム空気の吹き出しが無い場合の壁面の境界層内の速度分布 u を測定し、これを主流の平均流速 $\bar{u}_{\infty}$ で無次元化し、平板上の乱流境界層の速度分布式(2.2.3)と比較して図2.2.4に示した。図中の y は平板から垂直に測った距離であり、 $u / u_{\infty} \sim y$ を両対数グラフ上でプロットし、 $u / \bar{u}_{\infty} \sim 1.0$ の外挿より速度 u が主流の 99% となる厚さを境界厚さ $\delta_{.99}$ とした。一方、平板上に発達した乱流境界層の厚さは、式(2.2.4)で表わされる^[2]。

$$\frac{u}{u_{\infty}} = \left[\frac{y}{\delta} \right]^{1/7} \quad (2.2.3)$$

$$\delta = 0.376 \times \text{Re}_x^{-0.2} \quad (2.2.4)$$

テストセクション壁面に発達する乱流境界層の仮想原点を求める目的で、速度境界層厚さ δ とノズル縮流部から下流方向に測った距離 x を式(2.2.4)と比較して図2.2.5に示す。

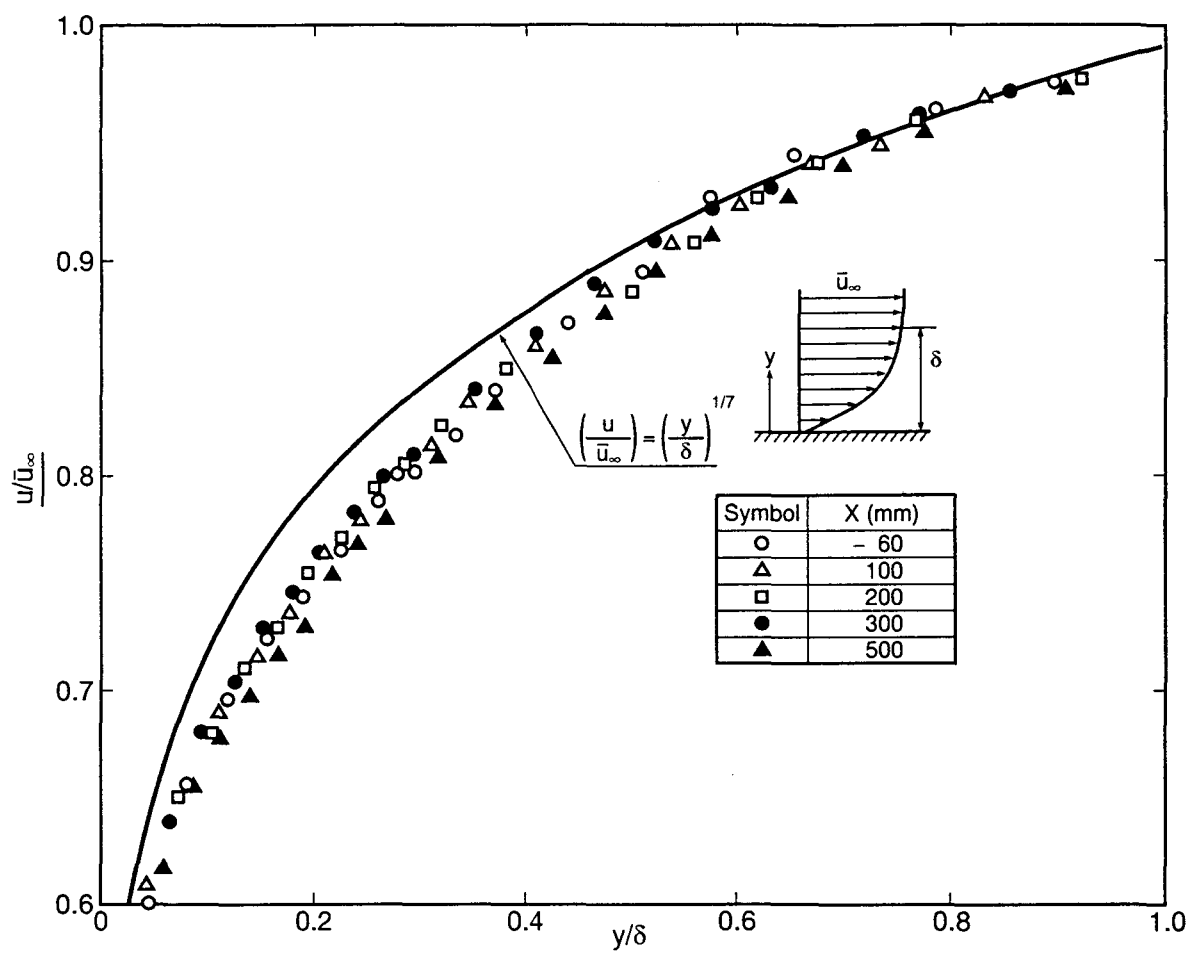


図2.2.4 吹き出しの無い場合の境界層内速度分布

図2.2.5 より，境界層の発達 of 仮想原点はノズル縮流前方 100mm の所にあると推定される。この測定結果を反映して，本章では境界層の発達 of 仮想原点はノズル縮流部より前方100mm であるとして解析する。

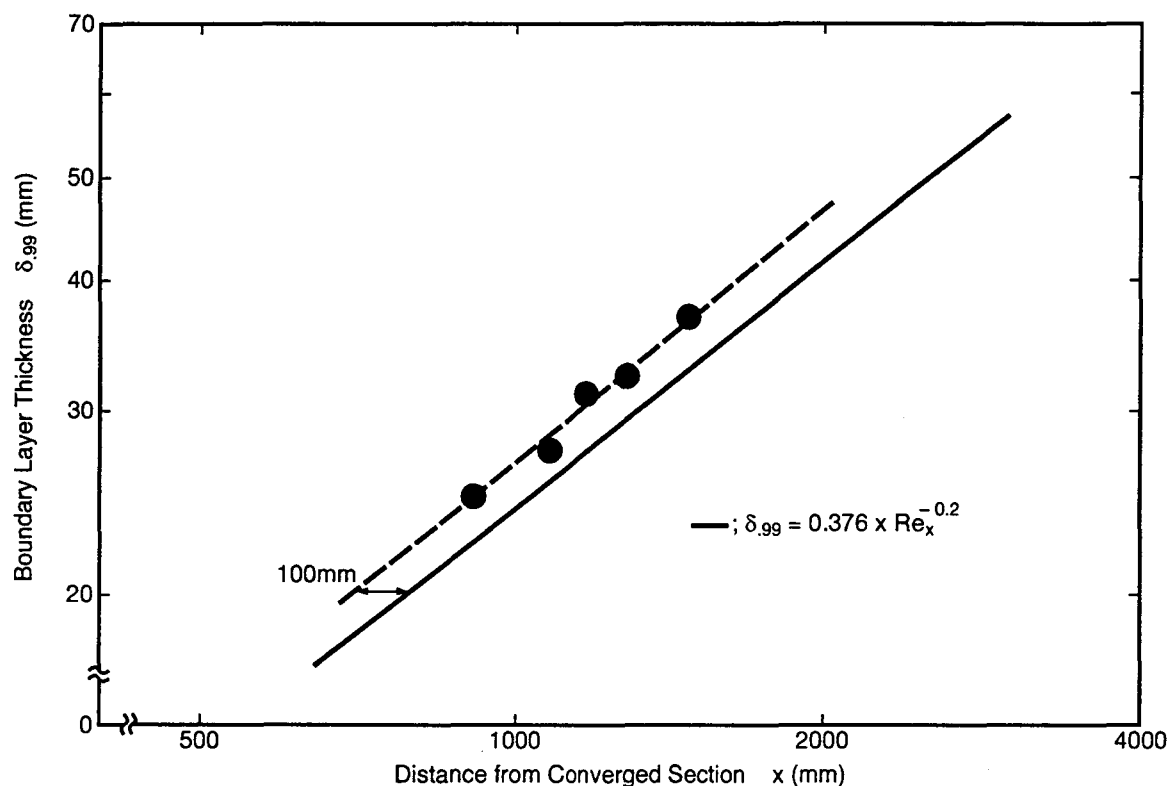


図2.2.5 テストセクション部における速度境界層厚さ

(2) 吹き出し時の境界層内分布の測定結果

二次元スロットから吹き出した場合の主流とフィルム空気の質量流束 ρu の比 $M = \rho_a u_a / \rho_\infty u_\infty$ を 0.5 ~ 1.5, スロットと流路壁のなす吹き出し角度 α をパラメータとした実験を行なった。 $\alpha = 30^\circ$, 60° , 90° についてスロットからの距離 x' において測定した速度分布の代表的な結果を図2.2.6, 図2.2.8, 図2.2.10に示す。これらの速度分布より，質量流束比 M が大きい場合に吹き出し角度 α が大きくなると，フィルム冷却空気は主流に貫通してスロット下流部に循環域を生じることが明らかである。

フィルム冷却空気にトレーサガス（一酸化窒素）を混ぜ，下流の濃度分布を測定した結果を温度分布と同じ図上にプロットし，図2.2.7, 図2.2.9, 図2.2.11に示した。

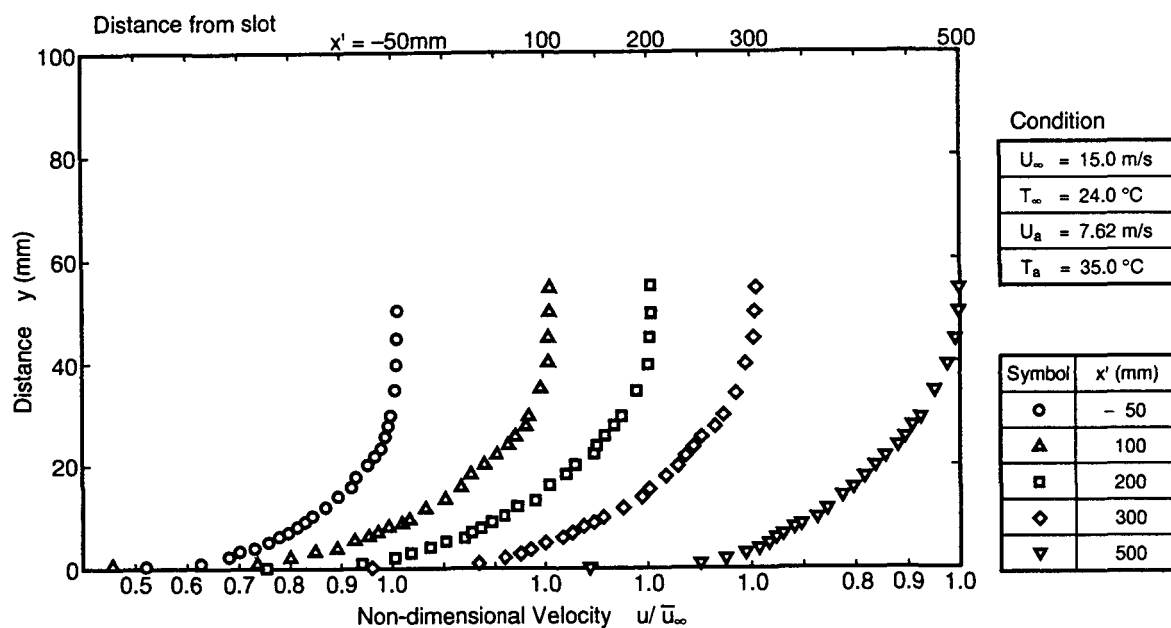


図2.2.6 吹き出しを伴った境界層の速度分布 ($\alpha = 30^\circ$, $M = 0.491$)

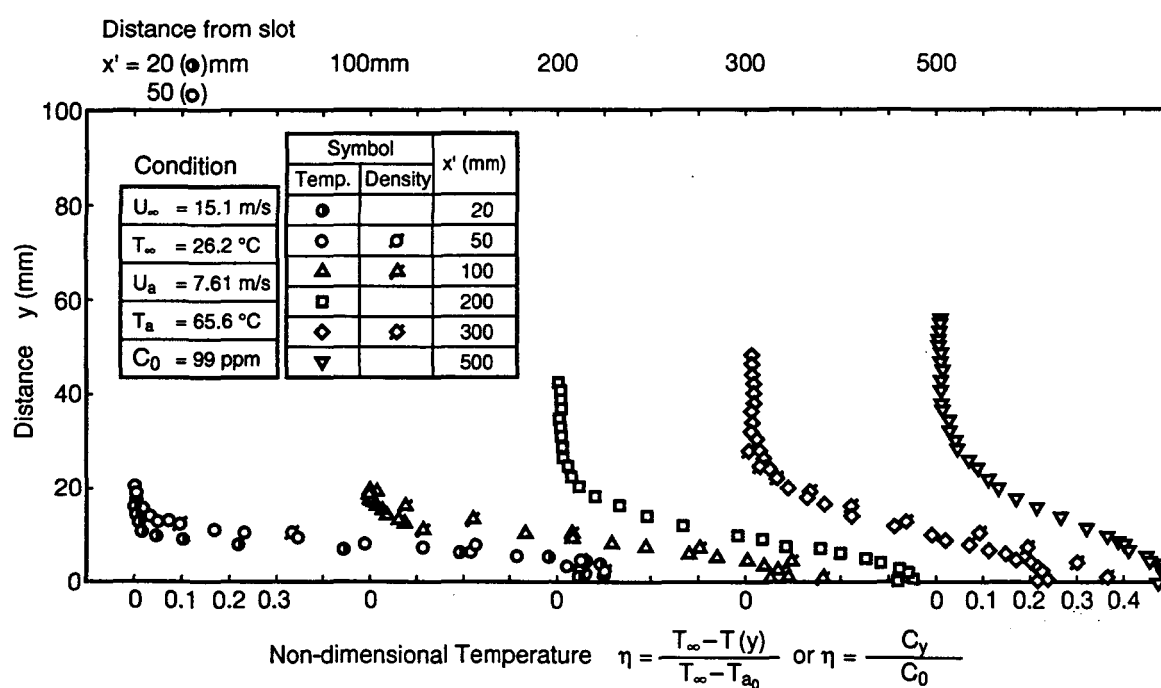


図2.2.7 吹き出しを伴った境界層内の温度，濃度分布 ($\alpha = 30^\circ$, $M = 0.489$)

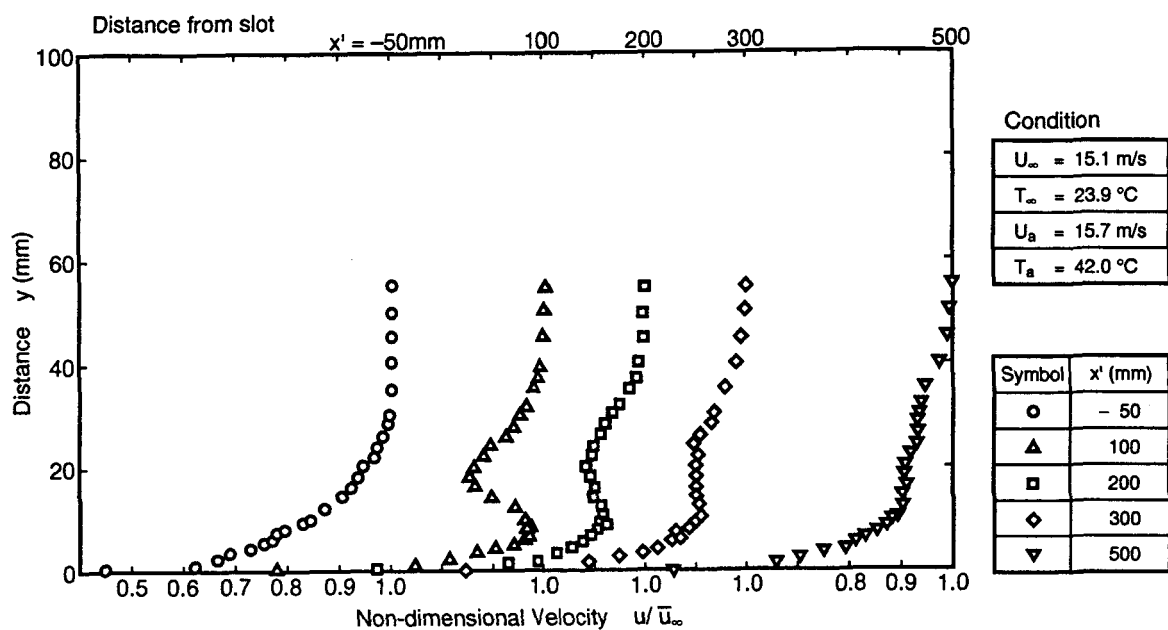


図2.2.8 吹き出しを伴った境界層の速度分布 ($\alpha = 30^\circ$, $M = 0.993$)

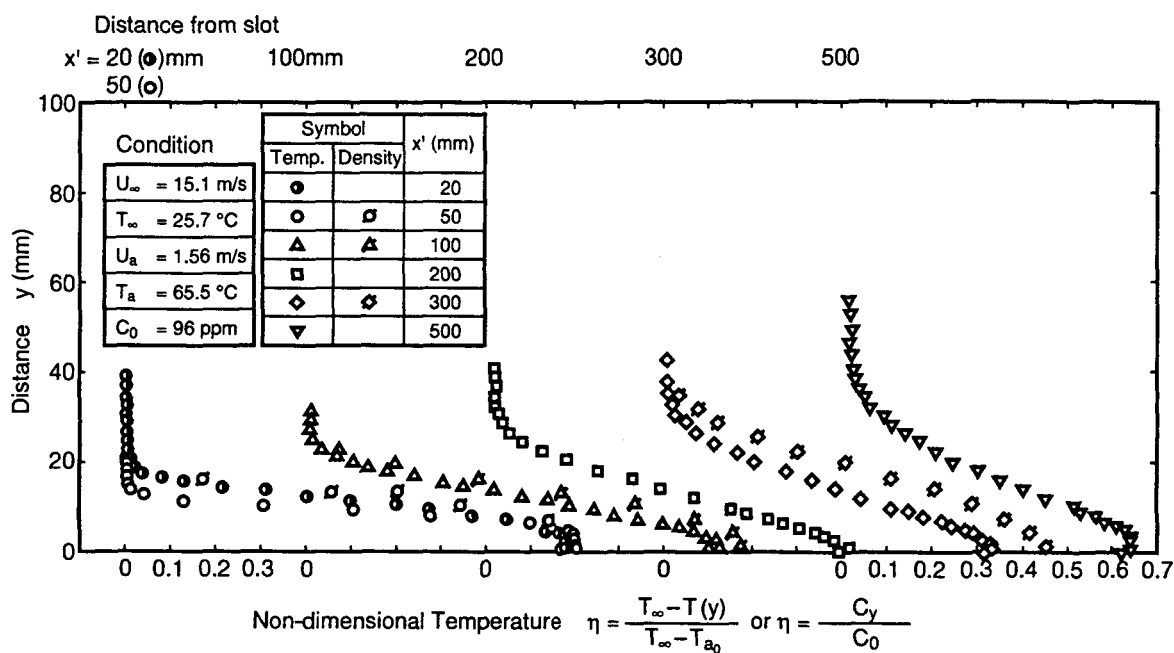


図2.2.9 吹き出しを伴った境界層内の温度，濃度分布 ($\alpha = 30^\circ$, $M = 0.987$)

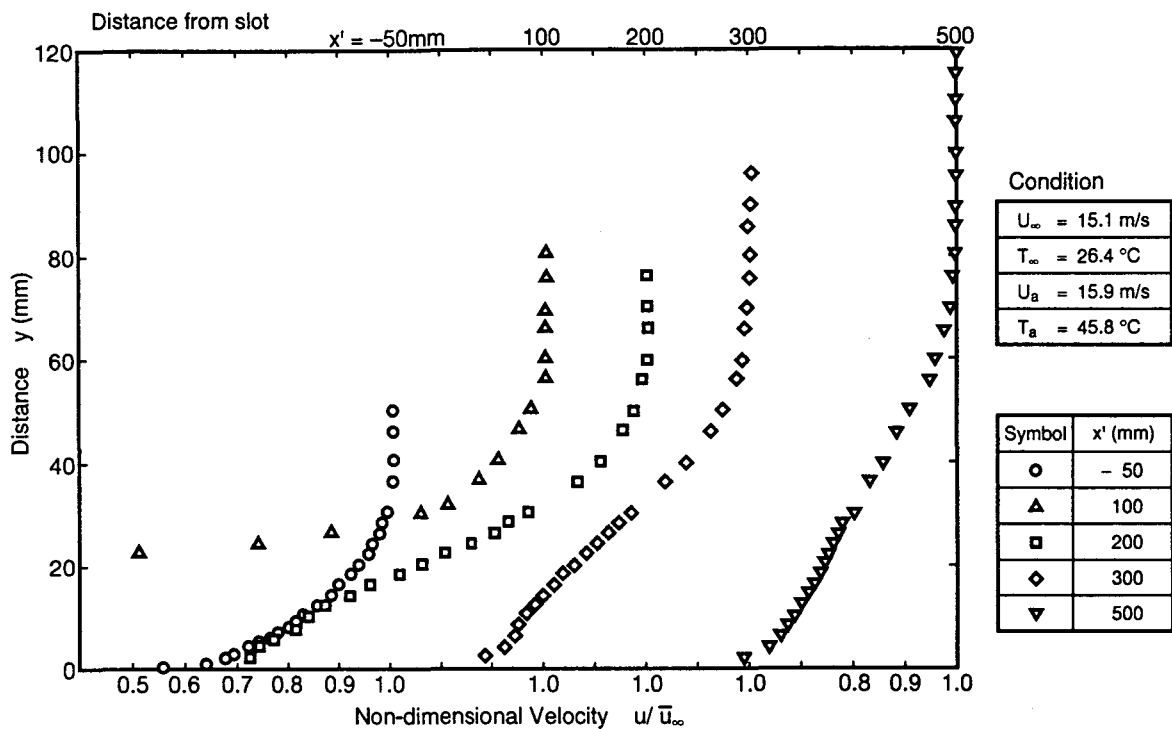


図2.2.10 吹き出しを伴った境界層の速度分布 ($\alpha = 90^\circ$, $M = 0.993$)

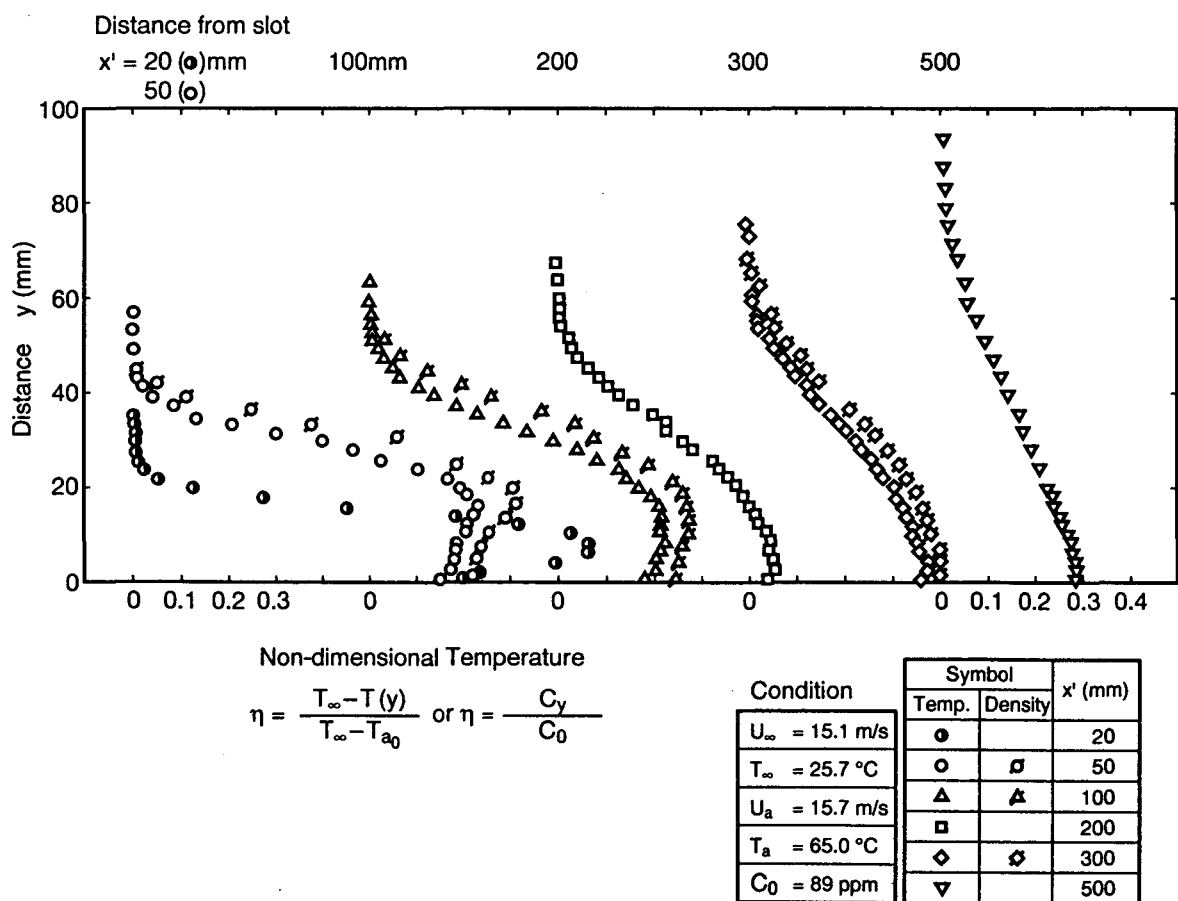


図2.2.11 吹き出しを伴った境界層内の温度，濃度分布 ($\alpha = 90^\circ$, $M = 0.988$)

フィルム冷却効率をトレーサを用いた濃度分布から求める方法においては、濃度計の安定化待ちと、濃度分析のために1点を測定する時間として約20分を要したが、主流を吸い込まない 1 m/s 以下の吸引速度を保つことにより温度分布と一致した結果が得られている。図2.2.6，図2.2.8，図2.2.10に示した吹き出しを行った場合の境界層厚さ δ_{99} の変化を吹き出しが無い場合と比較して図2.2.12～図2.2.14に示す。これらの結果から吹き出しにより境界層の発達が大きく影響を受けていることが明らかになった。

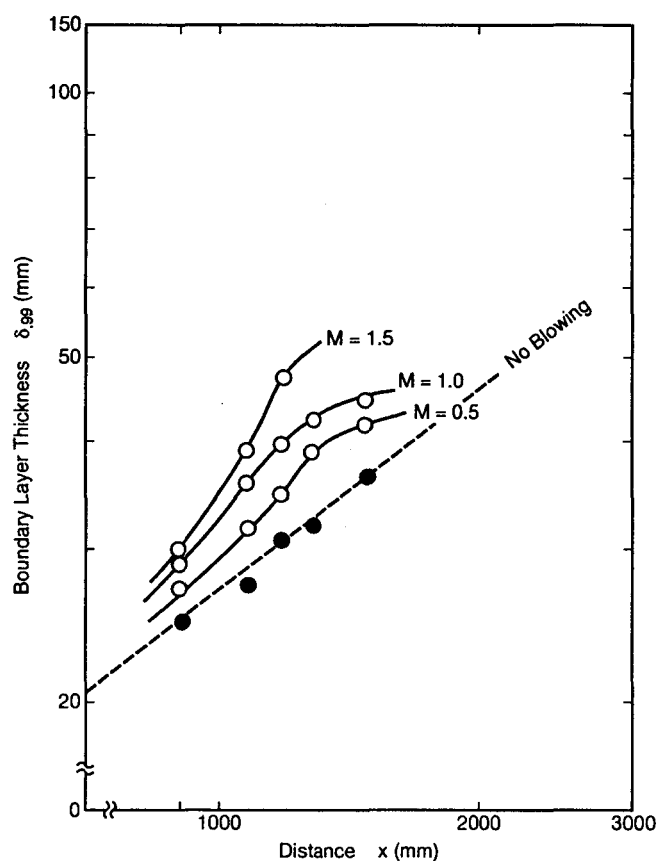


図2.2.12 吹き出しを行った場合の境界層厚さの変化 ($\alpha = 30^\circ$)

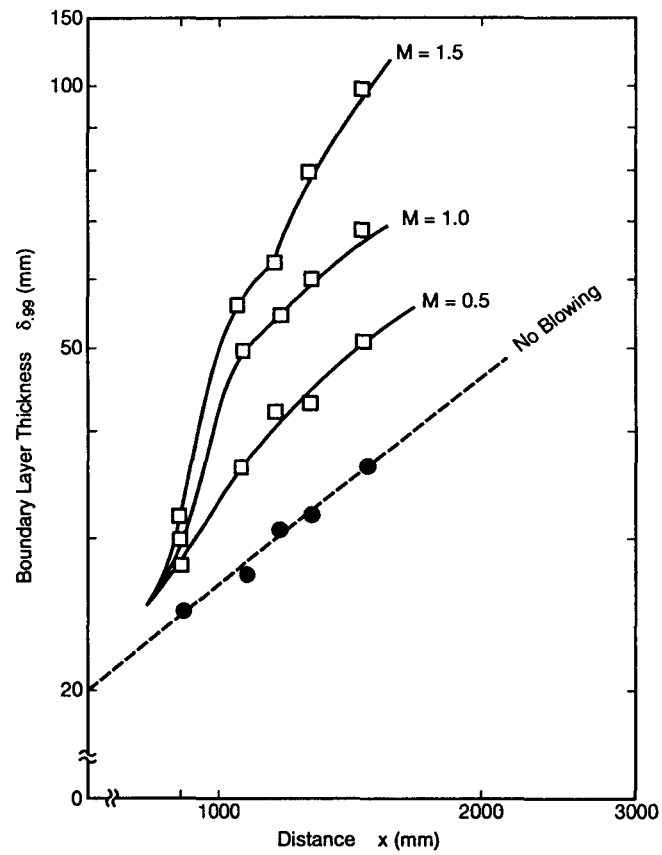


図2.2.13 吹き出しを行った場合の境界層厚さの変化 ($\alpha = 60^\circ$)

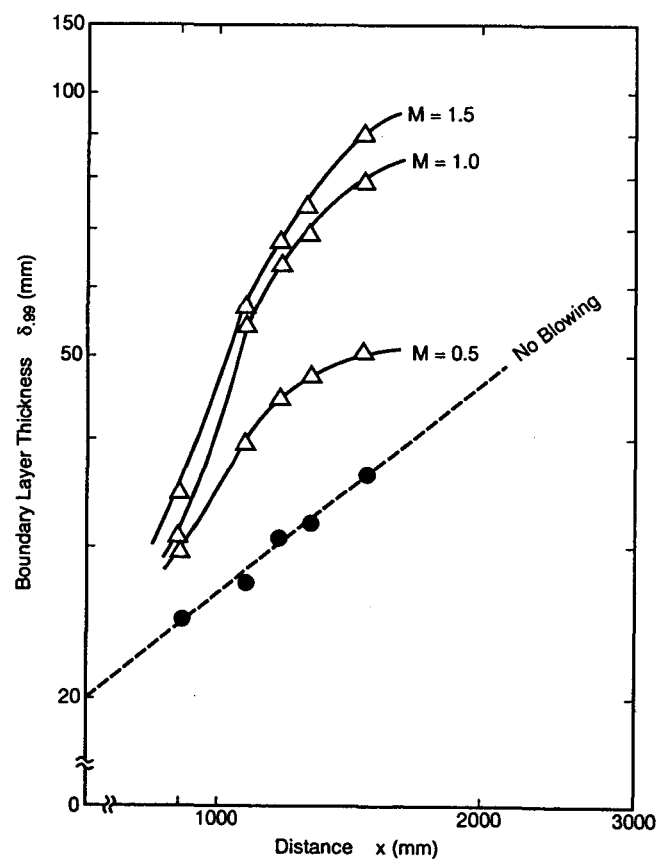


図2.2.14 吹き出しを行った場合の境界層厚さの変化 ($\alpha = 90^\circ$)

(3) 二次元スロットからの吹き出しのフィルム冷却効率

スロット巾 S の二次元スロットからフィルム冷却空気を吹き出し，吹き出し角度 α および質量流束比 M をパラメータとしてフィルム冷却効率 η_f を測定した結果を図2.2.15～図2.2.17に示す。無次元距離 x' / MS 中の x' はスロットから下流方向に測った距離である。フィルム冷却効率を評価する実験式は一般に $\eta_f \sim f(x / MS)$ の形で表される。この形で表した場合スロットから下流のフィルム冷却効率の分布を直接知ることが困難であるためフィルム冷却効率 η_f を x' / S で整理しこれらの図中に併記した。吹き出し角度 α が 30°

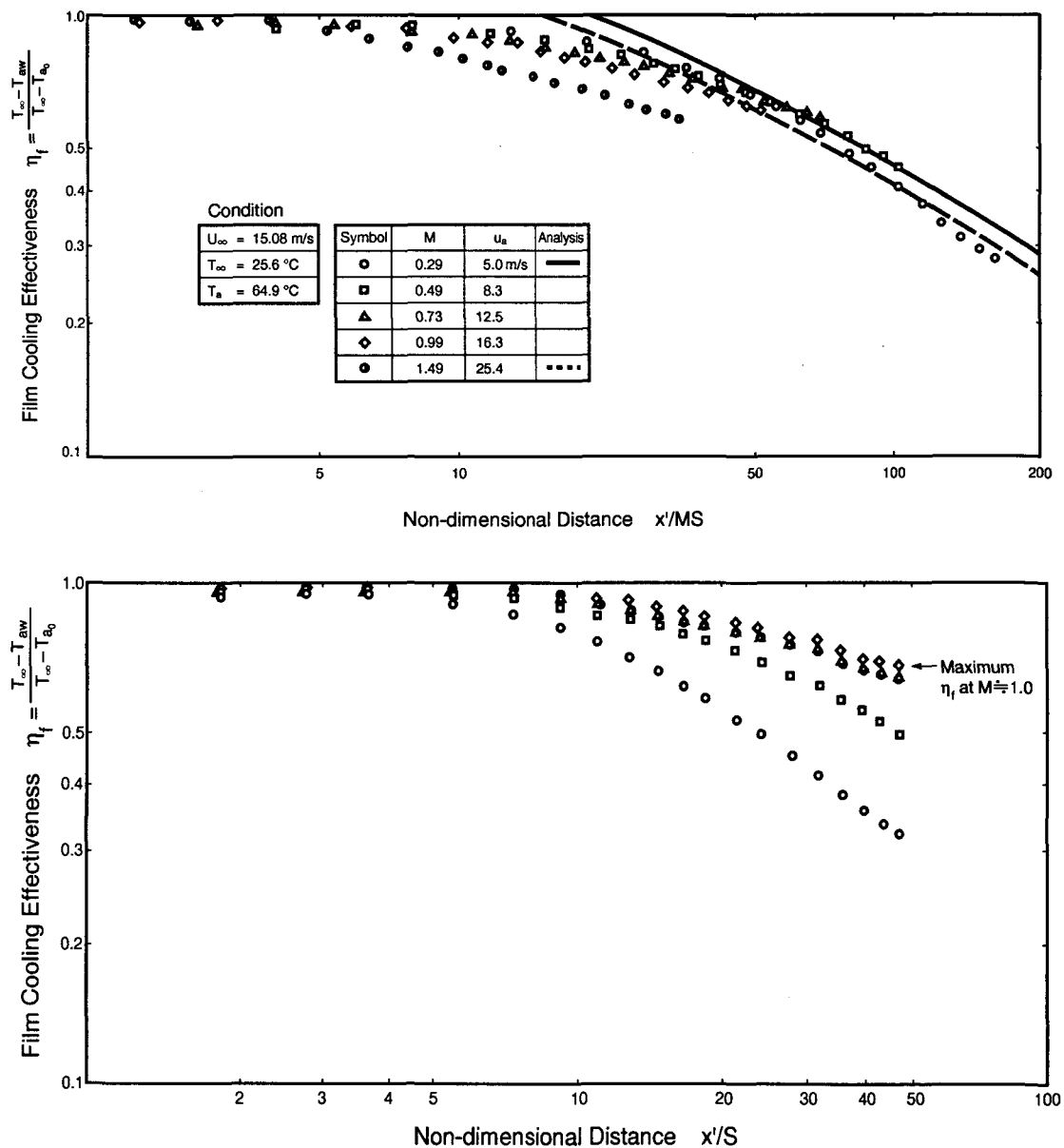


図2.2.15 二次元スロットからの吹き出しによるフィルム冷却効率 ($\alpha = 30^\circ$)

と小さい図 2. 2. 15 の無次元距離 x' / S とフィルム冷却効率 η_f の測定結果において、フィルム冷却効率 η_f は距離の増加に伴って単調に減少しており、 $M = 1.5$ においても循環流を生じることは無い。一方、図 2. 2. 15 において質量流束比 M をパラメータとしたフィルム冷却効率 η_f の測定結果より、フィルム冷却効率 η_f は質量流束比 $M = 1.0$ で最大値を取ることが明らかである。これは、二次元スロットからの吹き出しで Goldstein^[8] が示している吹き出し角度 $\alpha = 0^\circ$ の場合 $M = 1.0$ でフィルム冷却効率は極大値を持つという傾向と一

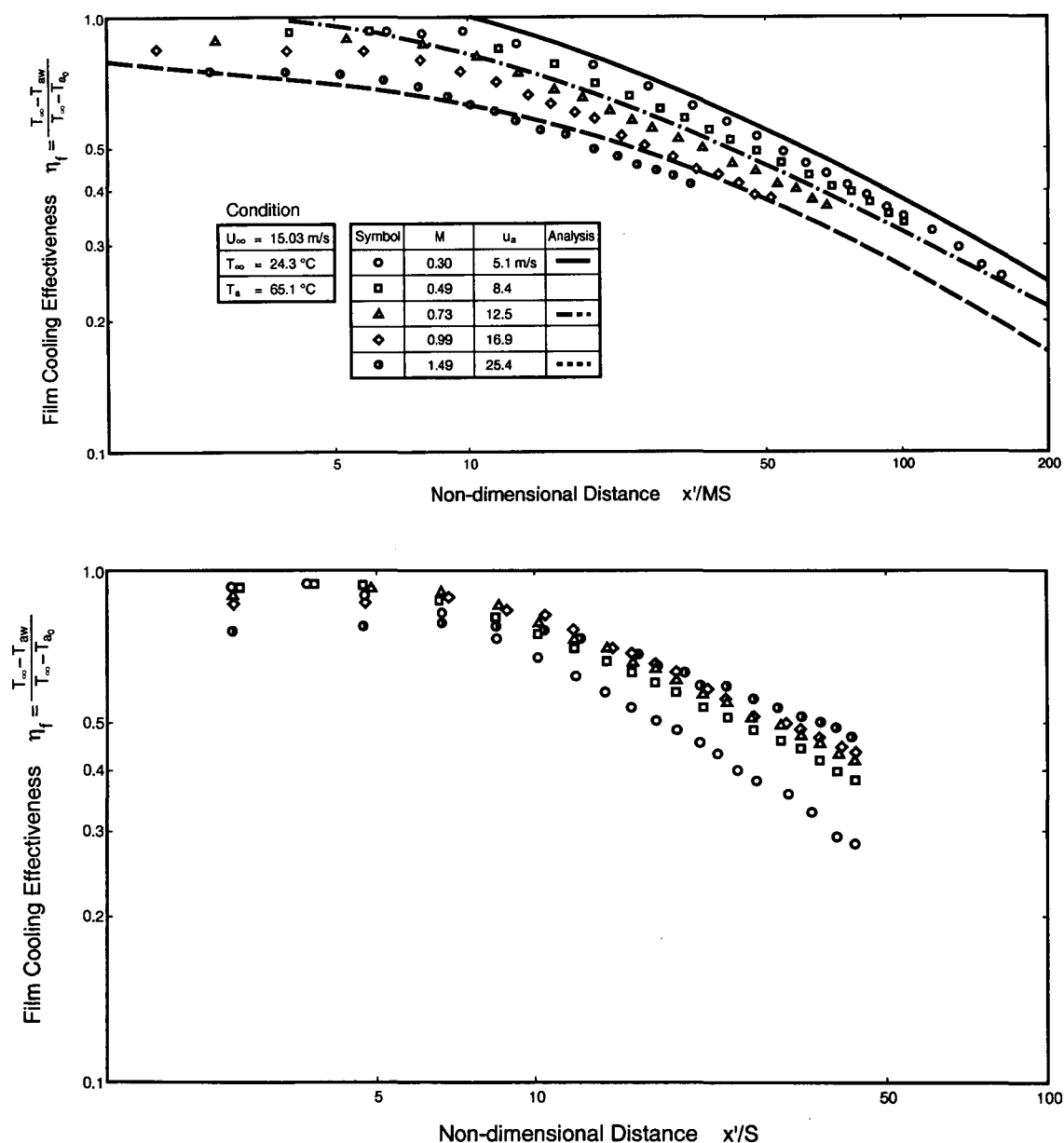


図 2. 2. 16 二次元スロットからの吹き出しによるフィルム冷却効率 ($\alpha = 60^\circ$)

致している。なお、図 2. 2. 15～図 2. 2. 17 のフィルム冷却効率の測定結果を示した各図には、2. 2. 3 節で述べる境界層解析の解も合わせて示している。

図 2. 2. 16 および図 2. 2. 17 のフィルム冷却効率 η_f を無次元距離 x' / S で整理した図より吹き出し角度 α が増加 ($\alpha = 60^\circ$ 以上) すると、吹き出しスロット近傍では、質量流束比 M の増加に伴ってフィルム冷却空気的主流への貫通が生じる。そのために吹き出しスロット近傍ではフィルム冷却空気の増加に伴ってフィルム冷却効率が低下し、貫通したフィルム冷却空気が再付着する点より下流では、逆にフィルム冷却効率が増加することがわかる。

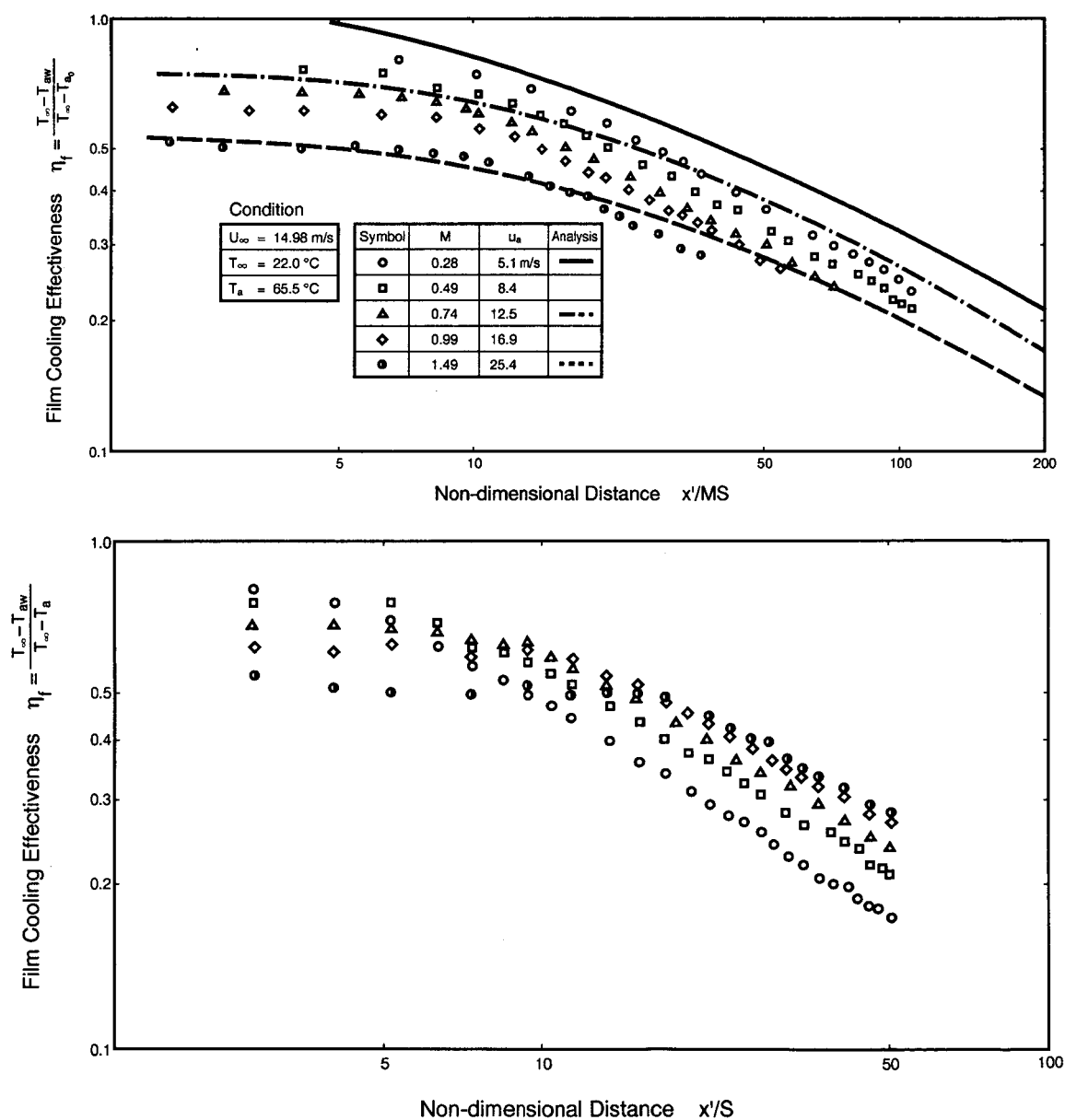


図 2. 2. 17 二次元スロットからの吹き出しによるフィルム冷却効率 ($\alpha = 90^\circ$)

2.2.3 吹き出し境界層の解析と実験値との比較

(1) 境界層解析

一様主流中の流路壁面に設置された二次元スロットから冷却空気を吹き出すことは、工学的に重要な問題であり、現在までに多くの解析的研究がなされて来た。この解析の主たる方法は、二次元乱流境界層中に吹き出した空気が吸熱源（または発熱源）として作用するという考えに基づいて、境界層内のエネルギーバランスよりフィルム冷却空気の温度を求める方法である。

ここでは、Mayle, Hartnett 等^{[3] [4]}の方法に従って境界層解析より求める。解析は、次の仮定のもとに行う。

< 仮 定 >

- ① 流れは、低マッハ数であり、高速気流の場合に生じる剪断層内の発熱は無視出来る。
- ② 比熱 C_p 、熱伝導率 λ 等の物性値は、境界層内で一定である。
- ③ 乱流拡散に比較して、分子拡散は小さい。
- ④ 境界層内の温度分布 T は相似と考えられ次式が成立する。

$$\frac{T - T_{\infty}}{T_w(x) - T_{\infty}} = G \left[\frac{y}{\delta_t(x)} \right] \quad (2.2.5)$$

ここで、 δ_t は次式で定義される温度境界層厚さである。

$$\delta_t(x) = \int_0^{\infty} \frac{T - T_{\infty}}{T_w - T_{\infty}} dy$$

- ⑤ 速度分布も相似で乱流境界層の場合次のべき乗則で表せる。

$$\frac{\rho u}{\rho_{\infty} u_{\infty}} = \left(\frac{y}{\delta} \right)^n \quad (2.2.6)$$

ここでは、フィルム冷却を施行しているタービン翼を考え、図2.2.18に示す境界層を仮定する。すなわち、 $x = x_0$ にフィルム冷却スロットが存在し、速度境界層がフィルム冷却スロット位置より前方 x_0 から発達する場合で、これは翼前縁から速度境界層が発達し下流の翼背腹面にフィルム冷却孔が存在する状態をシミュレートしている。

圧力勾配の無い乱流境界層の方程式は次の形で表せる^[2]。

$$\text{連続の式} \quad -\frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (2.2.7)$$

$$\begin{aligned} \text{運動量保存式} \quad \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} \\ = -\frac{\partial}{\partial y} \left[\rho \left(\nu + \varepsilon_M \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \end{aligned} \quad (2.2.8)$$

$$\begin{aligned} \text{エネルギー保存式} \quad \rho C_p u \frac{\partial \theta}{\partial x} + \rho C_p v \frac{\partial \theta}{\partial y} \\ = -\frac{\partial}{\partial y} \left[\rho C_p \left(\lambda + \varepsilon_H \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) \right] \end{aligned} \quad (2.2.9)$$

ここで $\theta = T - T_\infty$

$x = x_0 - S \cos \alpha \sim x_0$ 間においては, $u = u_a \cos \alpha$, $v = u_a \sin \alpha$ の流速が存在するが無視し, $x = x_0$ において $\rho_a u_a$ の吹き出しがあるとしてエネルギーバランスより求める。この場合境界条件は次式で表わせる。

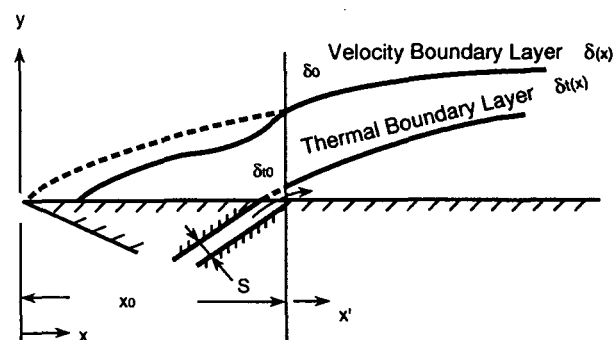
$y = 0$ で

$$u = v = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$$

$y = \infty$ で

$$u = u_\infty, \quad v = 0$$

$$\theta = 0$$



仮定②より, $x' \geq 0$ で次式が成り立つ。

図2.2.18 吹き出しを伴う二次元境界層

$$\int_0^\infty \rho u \theta dy = \rho_a u_a \theta_a S \quad (2.2.11)$$

式(2.2.7) より

$$\rho v = \frac{n}{1+n} (\rho u)_{\infty} \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1+n} \delta' \quad (2.2.12)$$

ρu , ρv , θ をエネルギー式(2.2.9) に代入すると次式が得られる。

$$\begin{aligned} (\rho u)_{\infty} \delta_t \left(\frac{y}{\delta} \right)^n G \left\{ \frac{\theta_w'}{\theta_w} + \left(\frac{y}{\delta_t} \right) \frac{G'}{G} \left[\frac{n}{1+n} \frac{\delta'}{\delta} - \frac{\delta_t'}{\delta_t} \right] \right\} \\ = -\frac{d}{d y} [\rho (\lambda + \varepsilon_H) G'] \quad (2.2.13) \end{aligned}$$

式(2.2.11)より

$$-\frac{d}{d x} \int_0^{\infty} \rho u \theta dy = 0 \quad (2.2.14)$$

ρu , θ を式(2.2.14)に代入すると次式が得られる。

$$-\frac{n}{1+n} \frac{\delta'}{\delta} - \frac{\delta_t'}{\delta_t} - \frac{1}{1+n} \frac{\theta_w'}{\theta_w} = 0 \quad (2.2.15)$$

式(2.2.13), 式(2.2.15) より次式が導かれる。

$$\begin{aligned} -\frac{n}{1+n} (\rho u)_{\infty} \delta_t \left(\frac{\delta_t}{\delta} \right)^n \frac{\theta_w'}{\theta_w} \left[\left(\frac{y}{\delta_t} \right)^{1+n} G' \right] \\ = -\frac{d}{d y} [\rho (\lambda + \varepsilon_H) G'] \quad (2.2.16) \end{aligned}$$

式(2.2.16)で表わされる常微分方程式は, Wieghardt^[4] によって解かれ次式が得られている。

$$G \left[\frac{y}{\delta_t} \right] = \frac{\theta}{\theta_w} = \exp \left\{ - \left[\Gamma \left(\frac{3+n}{2+n} \right) \left(\frac{y}{\delta_t} \right) \right]^{2+n} \right\} \quad (2.2.17)$$

次に, $\theta_w(x)$ を求める。以下では速度境界層の中での温度境界層を評価するために, 温度境界層厚さ δ_t と速度境界層厚さ δ の比を $H = \delta / \delta_t$ で表わす。

式(2.2.15), 式(2.2.16)より次式が導かれる。

$$\frac{H'}{H} - \frac{1}{1+n} \frac{\delta'}{\delta} + K_1 \frac{\varepsilon_H}{u_{\infty} \delta^2} H^{2+n} = 0 \quad (2.2.18)$$

熱乱流拡散率 ε_H は, 乱流プラントル数 P_{rt} で評価される。すなわち

$$\varepsilon_H = \varepsilon_M / P_{rt} = \frac{1}{P_{rt}} \frac{1}{(1+n)} \frac{1}{(2-n)(3+n)} U_{\infty} \delta \delta' \quad (2.2.19)$$

よって,

$$\frac{H'}{H} + \frac{1}{1+n} \left[\frac{1}{P_{rt}} \cdot \frac{1}{K_2} H^{2+n} - 1 \right] \frac{4}{5} \frac{1}{x} = 0 \quad (2.2.20)$$

$x = x_0$ において $H = H_0$ の境界条件の下に微分方程式 (2.2.20) を解くと次のようになる。

$$H = \left\{ \frac{P_{rt} K_2}{1 - [1 - P_{rt} K_2 H_0^{-(2+n)}] (x_0/x)^{4(2+n)/5(1+n)}} \right\}^{1/(2+n)} \quad (2.2.21)$$

フィルム冷却効率は次式で定義される。

$$\eta_f = \frac{\theta_w}{\theta_{a0}}$$

よって,

$$\eta_f = \frac{1}{K_3} M S \frac{\delta^n}{\delta^{1+n}} = \frac{1}{K_3} \frac{H^{1+n}}{(\delta/MS)} \quad (2.2.22)$$

ここで Blasius の境界層厚さを用いると次式を得る。

$$\delta = 0.058 \left[\frac{(1+n)(1+2n)}{n} \right]^{4/5} \left[\frac{(\rho u)_{\infty} x}{\mu} \right]^{-1/5} x \quad (2.2.23)$$

$$\begin{aligned} \eta_f &= \frac{17.25}{K_3} \left[\frac{n}{(1+n)(1+2n)} \right]^{4/5} \left[\frac{(\rho u)_a S}{\mu_a} \right]^{1/5} \left(\frac{x}{MS} \right)^{-4/5} \\ &\times \left\{ \frac{P_{rt} K_2}{1 - [1 - P_{rt} K_2 H_0^{-(2+n)}] (x_0/x)^{4(2+n)/5(1+n)}} \right\}^{(1+n)/(2+n)} \end{aligned} \quad (2.2.24)$$

$n=1/7$, $P_{rt}=0.65$ の場合, 式 (2.2.24) は次のようになる。

$$\begin{aligned} \eta_f &= 4.67 \left[\frac{(\rho u)_a S}{\mu_a} \right]^{0.2} \left(\frac{x}{MS} \right)^{-0.8} \{ 1 - (1 - 2.3 H_0^{-15/7}) \\ &\quad (x_0/x)^{3/2} \}^{-8/15} \end{aligned} \quad (2.2.25)$$

(2) 測定値と解析値の比較

境界層内の温度分布を表わす式(2.2.17)は、 $n = 1/7$ の場合次式となる。

$$\frac{\theta}{\theta_w} = \exp \left\{ -0.772 \left(\frac{y}{\delta} \right)^{15/7} \right\} \quad (2.2.26)$$

式(2.2.26)を温度境界層の測定値と比較して図2.2.19～図2.2.22に示す。この結果によると吹き出し角度 α が小さい 30° の場合、境界層内の温度分布は、図2.2.19、図2.2.20に示すごとく理論値と良く一致しているが、図2.2.21より $\alpha = 90^\circ$ で質量流束比 $M = 0.5$ の場合は、温度分布の解析値と測定値は吹き出し点のごく近傍でのみ一致していない。また、 $\alpha = 90^\circ$ で質量流束比 $M = 1.5$ と大きい場合の吹き出し点の近傍では、温度分布の測定値は式(2.2.26)で解析される値から大きくずれることが図2.2.22より明らかである。しかし、吹き出し点より下流 $x' = 500\text{mm}$ の位置では両者は良く一致している。これは吹き出しスロット近傍に循環流が生じているためで、再付着した点より下流では、再び境界層的な流れになっていると考えられる。

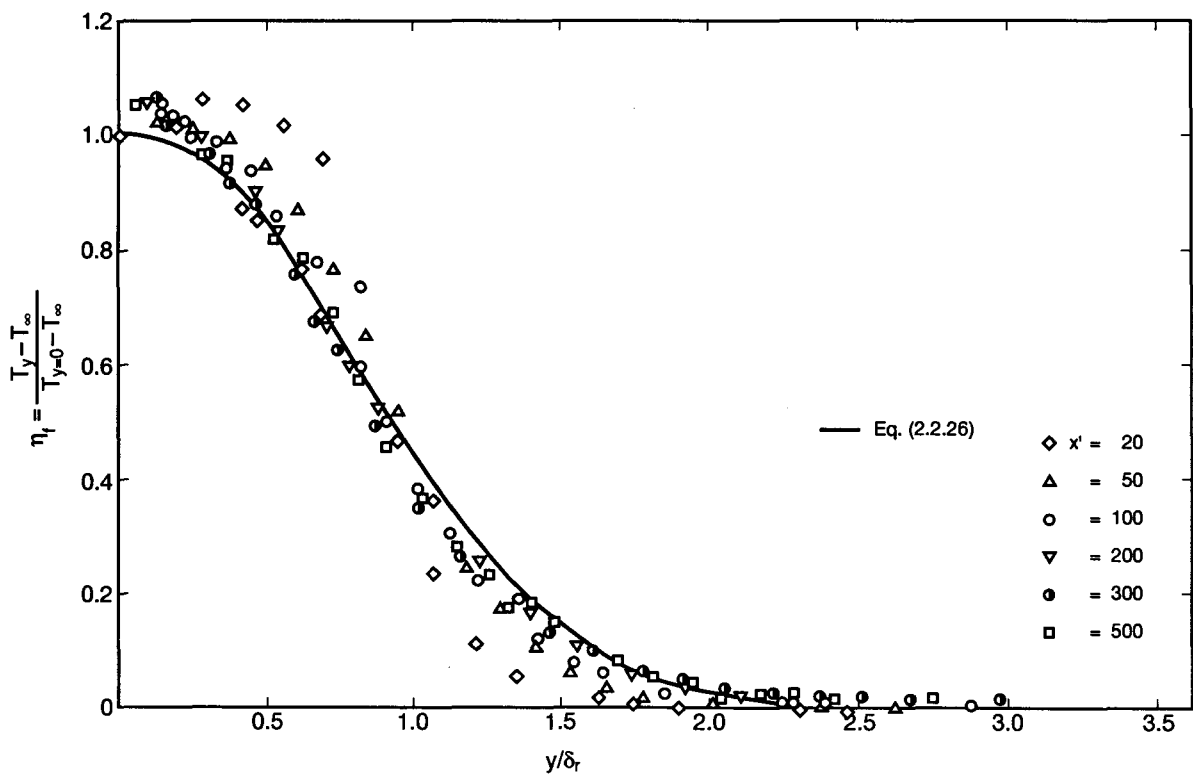


図2.2.19 境界層内の温度分布 ($\alpha = 30^\circ$, $M = 0.5$)

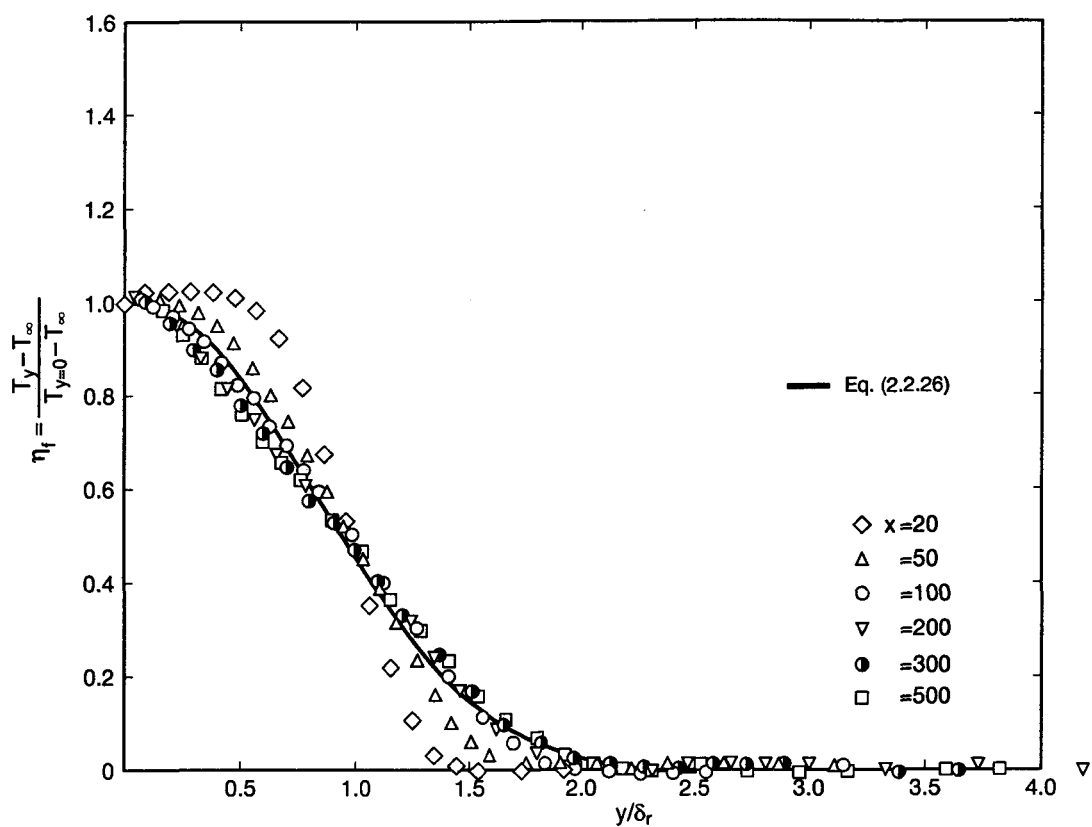


図 2. 2. 20 境界層内の温度分布 ($\alpha = 30^\circ$, $M = 1.5$)

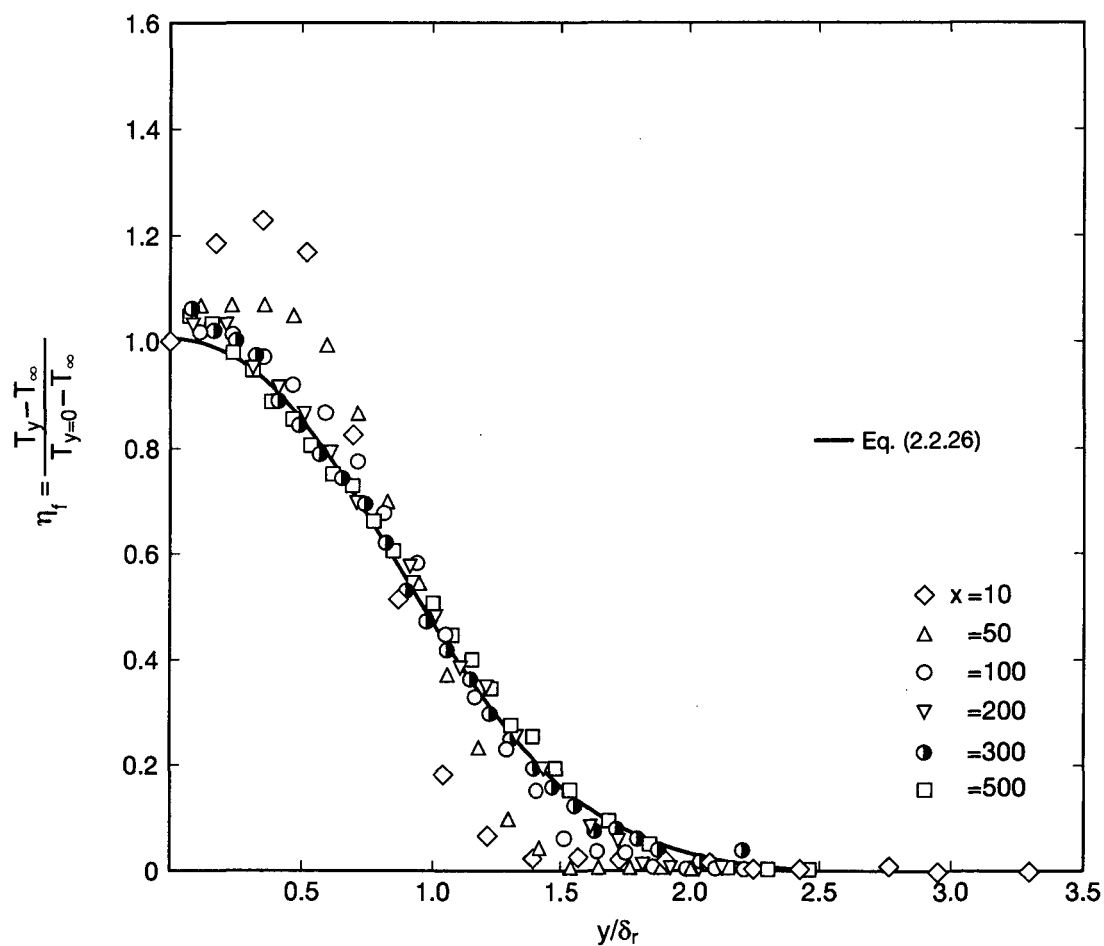


図 2. 2. 21 境界層内の温度分布 ($\alpha = 90^\circ$, $M = 0.5$)

速度境界層 δ と温度境界層 δ_t の比 H について、解析式 (2.2.21) と測定値を比較した代表的な結果を図 2.2.23、図 2.2.24 に示す。なお、式 (2.2.21) では H に関する初期値 H_0 が必要であるので、この値は測定値を用いた。

吹き出し角度の小さい $\alpha = 30^\circ$ の場合、測定値は式 (2.2.21) の値に比べて 20% 程度大きい値を示している。一方、 $\alpha = 90^\circ$ 、 $M = 0.5$ の場合は、図 2.2.24 より、測定値と解析値は良く一致していることがわかる。なお、 $\alpha = 90^\circ$ 、 $M = 1.5$ の場合は、境界層内の温度分布で述べたごとく、吹き出し下流部に循環域を生じているために解析値と測定値は一致していない。

二次元スロットによるフィルム冷却効率は式 (2.2.25) で解析することが出来るが、式 (2.2.25) 中の H_0 は理論的あるいは実験的に決める必要がある。スロ

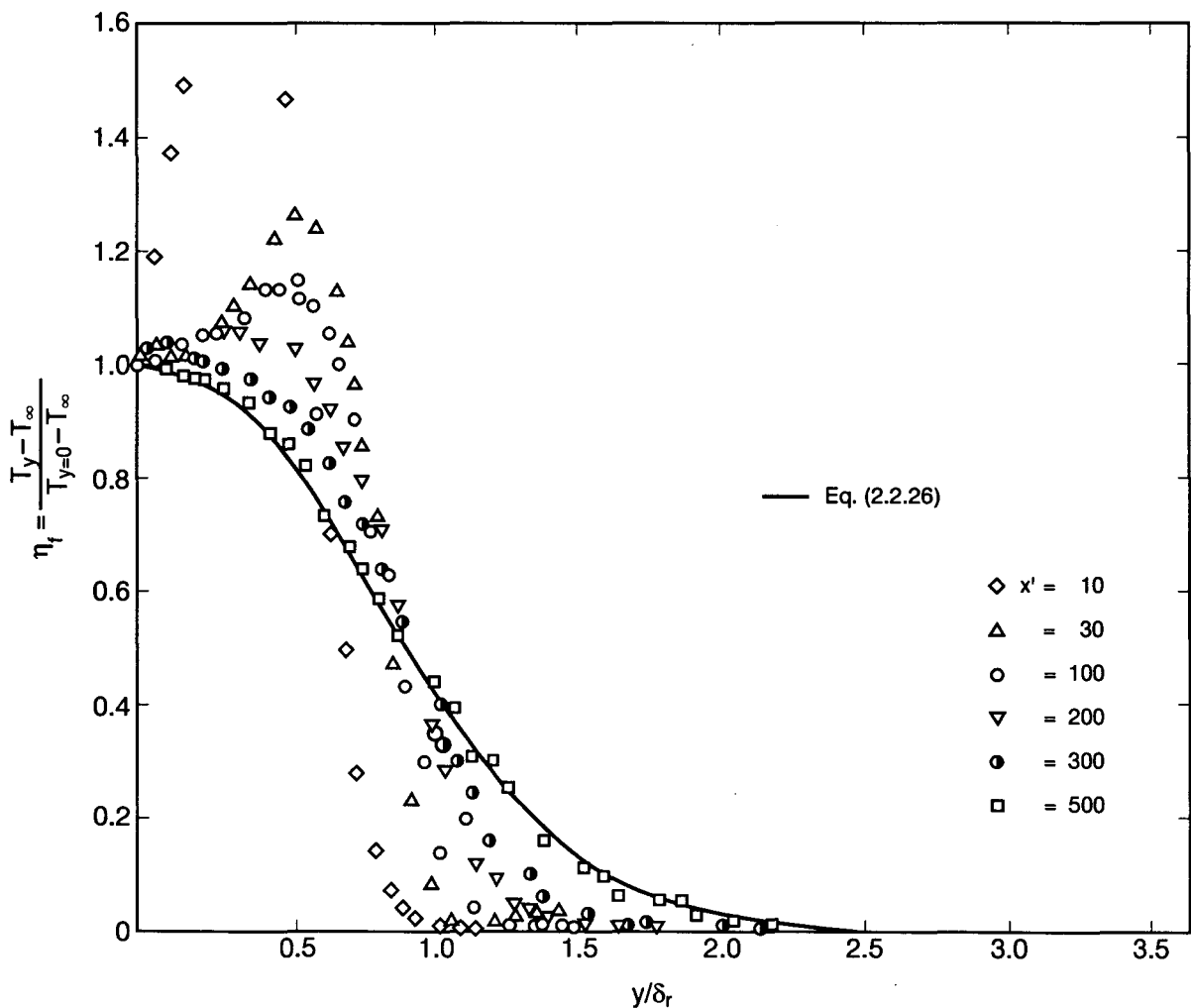


図 2.2.22 境界層内の温度分布 ($\alpha = 90^\circ$, $M = 1.5$)

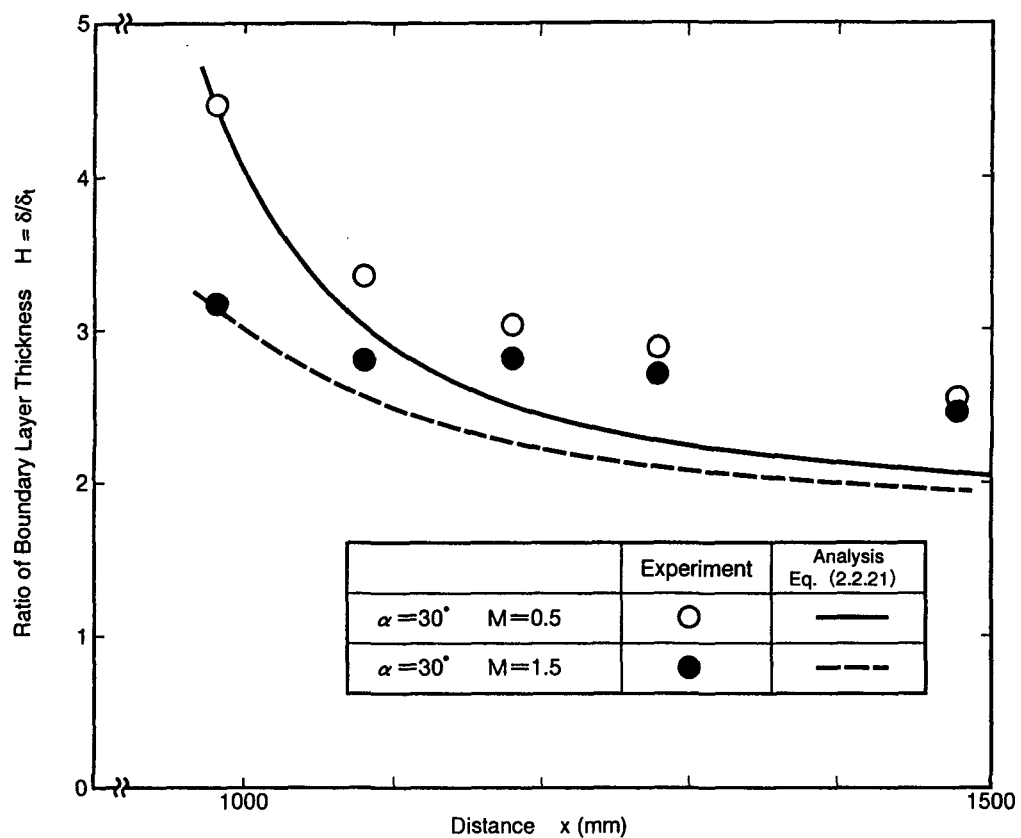


図 2. 2. 23 速度境界層と温度境界層の比

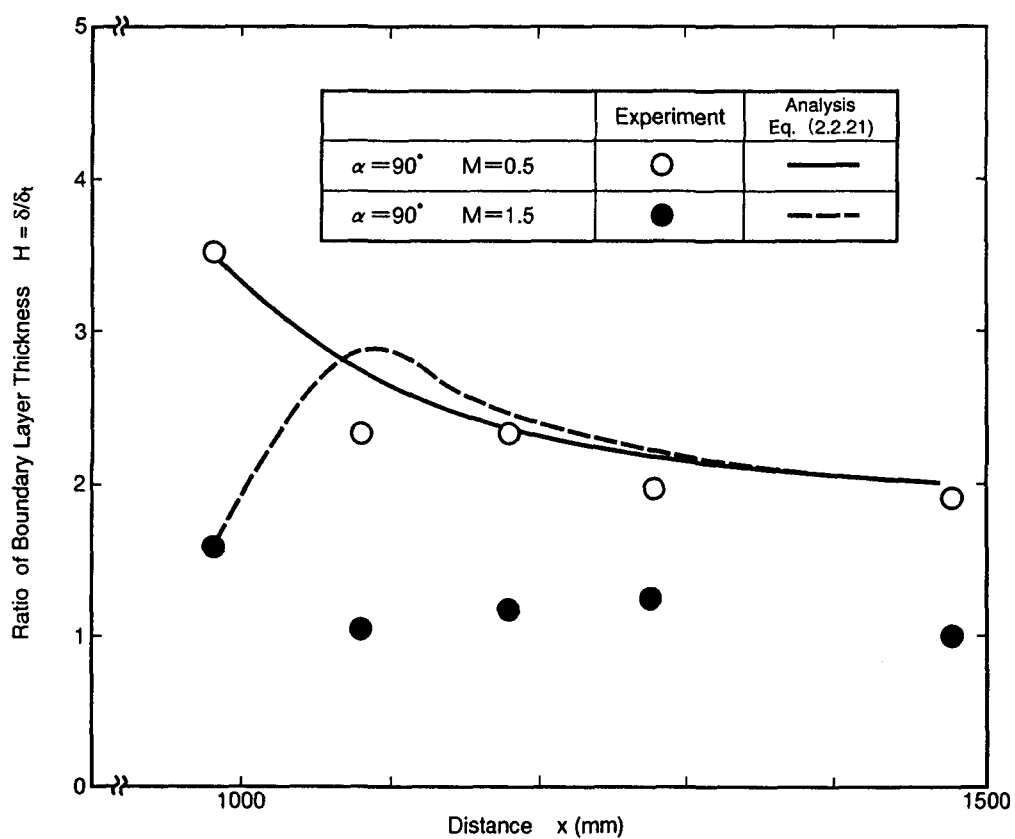


図 2. 2. 24 速度境界層と温度境界層の比

ット位置における速度境界層の厚さ δ_0 は、速度境界層の発達し始める仮想原点からスロットまでの距離を x_0 とすると、図2.2.6～図2.2.10中に示した測定値より Blasius の境界層厚さ式(2.2.23)を吹き出し角度 α と質量流束比 M で補正した

$$\delta_0 = 0.376 x_0 \text{Re}_{x_0}^{-0.2} (1 + 0.5 M \sin \alpha) \quad (2.2.27)$$

で表わせるが、スロット位置における温度境界層の厚さ δ_{t_0} は、ほぼ次式で表わすことができる。

$$\delta_{t_0} = 1.4 M S \sin \alpha \quad (2.2.28)$$

式(2.2.27)、式(2.2.28)を式(2.2.25)に代入し、フィルム冷却効率 η_f を計算した結果と測定値とを比較して図2.2.15～図2.2.17中に示している。図2.2.15～図2.2.17中に示したフィルム冷却効率の測定値と解析値を比較すると傾向的に良く合っており、かつ非加熱部 x_0 の存在が現れている。またスロットからの吹き出し近傍においては、解析値は測定値よりもやや高めの値を示している。これは、式(2.2.23)で表される壁面の吹き出しの無い場合 Blasiusの式と異なって、速度境界層の発達が吹き出し空気の影響を受け、速度および温度境界層厚さの比が異なるため、あるいは、質量流束比が大きい場合には、スロット下流部に循環域を生じるためと考えられる。しかし、 x/MS の値が50を越える位置より下流においては、解析値によりフィルム冷却効率 η_f の値を推定することが可能であると考えられる。

2.3 円孔列からの吹き出しによるフィルム冷却

2.3.1 実験装置

本研究には、先の2.2節に述べたと同一の伝熱風洞を用いた。

(1) 三次元フィルム冷却実験供試体

タービン翼のフィルム冷却の基礎研究として、円孔列からの吹き出しによるフィルム冷却の実験に用いた供試体の形状は、下記の二種類である。

①：タービン翼の翼面、シュラウド面の冷却に用いられるフィルム冷却の基本的形状で、吹き出す軸が主流と同一（ $\beta = 0^\circ$ 表2.3.1付図1）で、壁となす角度 $\alpha = 30^\circ$ の円孔列

②：タービン翼の翼前縁の冷却に用いられるフィルム冷却孔の形状を模擬した吹き出す軸が主流と直角（ $\beta = 90^\circ$ 表2.3.1付図2）で、壁となす角度 $\alpha = 45^\circ$ の円孔列

本実験に用いた供試体の基本寸法を表2.3.1に示す。これらの供試体の材質は、断熱性を良くするためにベークライト製とした。

表2.3.1 供試体寸法

	d [mm]	P [mm]	α [°]	β [°]	l [mm]	n	t [mm]	Remark
①	10	30	30	0	40	2	20	n=1 ; plug the downstream side holes
②	10	40	45	90	25	2	20	

①

付図1

②

付図2

(2) 測定プローブ

円孔列から吹き出した加熱空気の空間温度・圧力分布を精度良く測定するために、図2.3.1～図2.3.3に示す櫛型熱電対および櫛型全圧管（吸引プローブとしても使用）を製作し、測定に用いた。この櫛型熱電対では、熱伝導の誤差を小さくする目的で熱電対の支持板にはベークライトを用い、支持板が流れを乱さないように、流れ方向に楔形状に製作した。

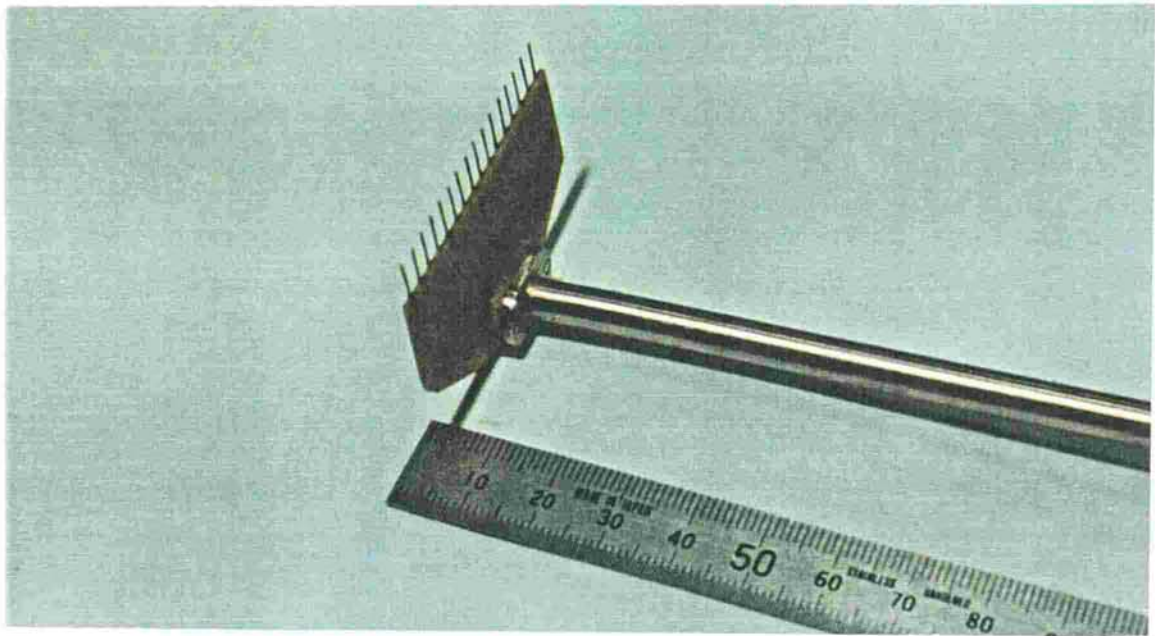


図2.3.1 櫛型温度計



図2.3.2 櫛型全圧管

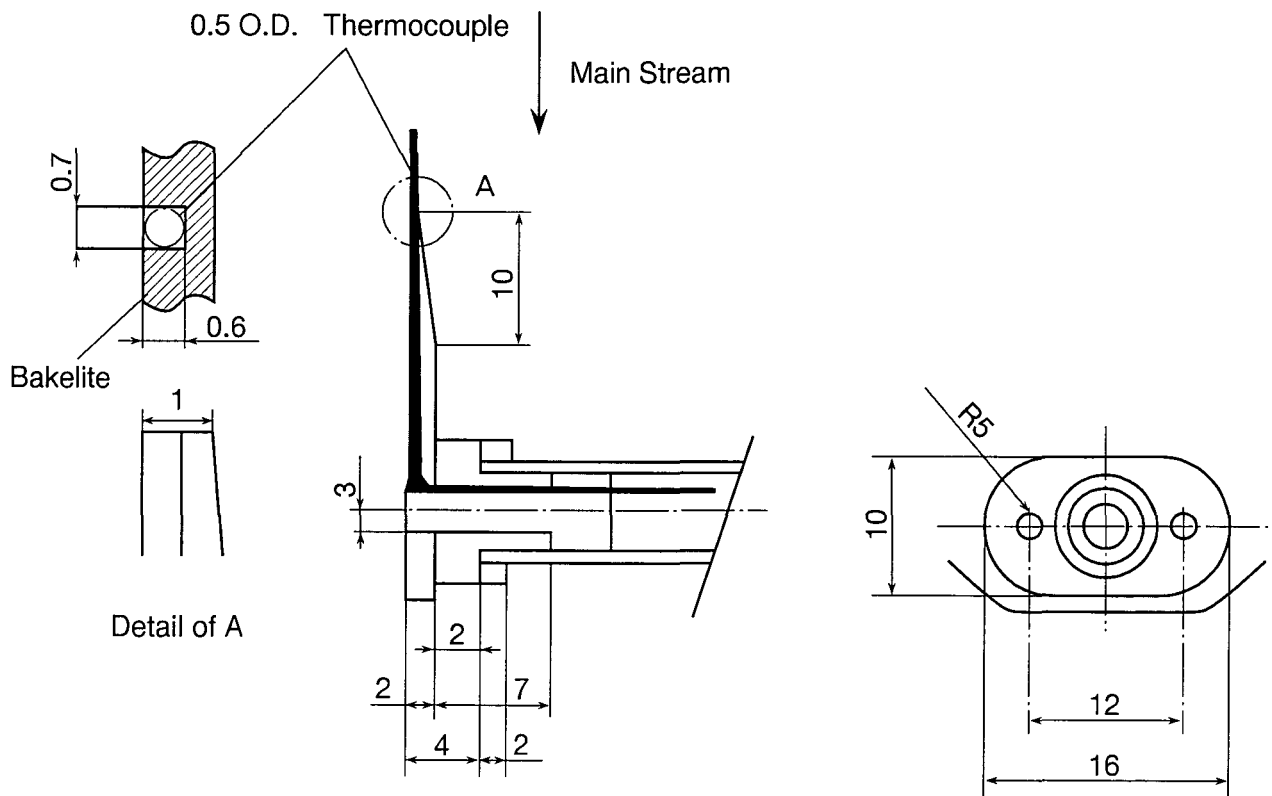


図2.3.3 櫛型温度計測温部詳細

(3) 測定方法

本実験では二次元スロットからの吹き出しによるフィルム冷却効率の測定時と同様に、主流を常温 T_{∞} に保った状態で円孔列より T_{a0} の温度の加熱空気を吹き出し、下流の断熱壁温度 T_{aw} を流路壁面に埋め込んだ熱電対で測定することによって、フィルム冷却効率 η_f を測定した。本実験においても炭酸ガス、一酸化窒素をトレーサとした円孔列下流部での濃度分布測定よりフィルム冷却効率 η_f を測定したが、多点の濃度分布測定では多大の時間（1点の測定に約20分）を要するため、空間分布の測定では主に温度分布を測定した。

(4) フィルム冷却時の冷却孔壁面の熱伝達率測定方法

流路壁面上に円孔列のフィルム冷却孔が存在すると、円孔列がトリッピングワイヤーと類似の作用をし、円孔列の吹き出し孔が無い場合と比較して熱伝達率が増加する。すなわちフィルム冷却孔の吹き出し部近傍の流れは複雑であり、この

流れに支配されて壁面の熱伝達率は変化している。このような複雑な場の熱伝達率をGoldstein等はナフタレン昇華法で測定している^[5]。このナフタレン昇華法は熱伝達率分布の優れた測定方法の1つであるが、基板の調整、昇華量の測定（表面のへこみ量の測定）等、細心の注意が必要なために、定量的なデータを簡便に得ることが出来ない。そこで、ここでは新たに開発したニッケル薄箔抵抗体をフィルム冷却孔を除く壁面の全面にわたってはり、通電加熱による等熱流束加熱条件下で壁面上の局所熱伝達率を測定した。

2.3.2 実験結果および考察

(1) ヒートシンクモデルによる解析

三次元フィルム冷却の効率を推定する主な方法として、次の三種類の方法が提案されている。

① ヒートシンクモデル：フィルム冷却空気を移動熱源として取り扱い、熱伝導方程式を解くことによって温度場を解く方法で、Ramsey^[6]により提案された。なお乱流拡散係数を主流方向、高さ方向ならびにそれに直角な方向に変化させた解析モデル^[7]等も報告されている。

② 境界層理論の適用：フィルム冷却孔の直径 d 、ピッチ p 、列数 n であけられた円孔列吹き出しの場合も、円孔面積を二次元相当スロット巾 S' に置き換え、二次元の式を用いる場合がある。二次元の式としては、フィルム冷却空気への主流のエントレイン量を乱流境界層の発達量に等しいと仮定し、フィルム冷却空気層の中で完全混合するとして解いたGoldstein^[8]の式(2.3.1)が一般に良く知られている。(2.2節では、非加熱部の境界層の発達を考慮した、より一般化した式(2.2.25)を示した。)

$$\eta_f = \frac{1.9 P_r^{2/3}}{1 + 0.329(C_{p\infty} / C_{pa}) \xi^{0.8} \zeta} \quad (2.3.1)$$

$$\text{ここで,} \quad \xi = (x' / MS') [(\mu_a / \mu_\infty) Re_a^{-0.25}]$$

$$\zeta = 1.0 + 1.5 \times 10^{-4} Re_a (\mu_a W_\infty / \mu_\infty W_a) \sin \alpha$$

$$S' = \frac{n \pi d^2}{4 p}$$

ここで、 C_p : 比熱、 W : 分子量、 μ : 粘性係数である。

なお、円孔列によるフィルム冷却効率を推定するために式 (2.3.1)あるいは式 (2.2.25) 等の二次元スロットのフィルム冷却効率式を適用した場合、フィルム冷却効率は高めの推定となる。

③ 三次元数値解析：円孔列吹き出し部の 1 ピッチについて，連続の式，運動方程式，エネルギー式からなる三次元楕円型微分方程式を Gosman の方法で解いた報告がなされている^{〔9〕}。

吹き出しが低流速の場合、測定値と解析値は比較的良く一致するが、実用上重要な吹き出し流速が速い場合は両者の差が大きい。今後の研究では③が増加すると考えられるが、現時点では、実用の域に達しておらず、①、②の理論式を実験的に修正した半理論式が有用と考えられる。なお②についての一般化式は2.2節で式(2.2.25)を導出したので、以下ではヒートシンクモデルについて述べる。

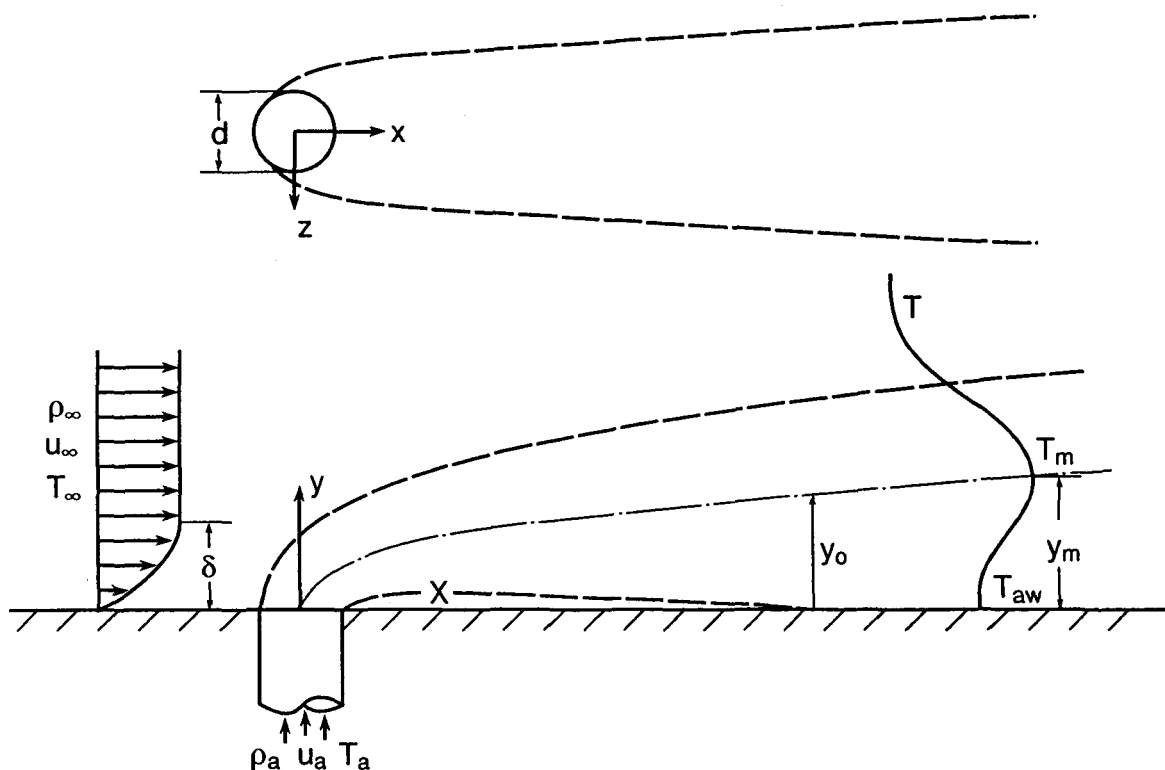


図2.3.4 ヒートシンクモデルによるフィルム冷却の解析

図2.3.4に示すごとく、ヒートシンクモデルでは、主流中に吹き出した冷却空気を壁面から y_0 離れた位置に存在する吸熱源として取り扱い、この吸熱源が主流と同じ流速 u_∞ で移動する場合の下流の温度場を熱伝導方程式を解くことによって求めるものである。この吸熱源の形を点として扱った場合のEriksen 等^[10]の解析式 (2.3.2)を示す。

$$\begin{aligned}\eta_f &= \frac{T(x, y, z) - T_\infty}{T_{a0} - T_\infty} \\ &= \frac{M u_\infty d}{16 \varepsilon_H \frac{x}{d}} \exp \left\{ - \frac{u_\infty d}{4 \varepsilon_H \frac{x}{d}} \left[\left(\frac{y - y_0}{d} \right)^2 + \left(\frac{z}{d} \right)^2 \right] \right\} \\ &\quad + \frac{M u_\infty d}{16 \varepsilon_H \frac{x}{d}} \exp \left\{ - \frac{u_\infty d}{4 \varepsilon_H \frac{x}{d}} \left[\left(\frac{y + y_0}{d} \right)^2 + \left(\frac{z}{d} \right)^2 \right] \right\}\end{aligned}\quad (2.3.2)$$

円孔列からの吹き出しによるフィルム冷却の場合冷却効率の重ね合せが成立すると仮定すると、物体表面における平均フィルム冷却効率 $\bar{\eta}_f$ は、式 (2.3.2) を 1 ピッチに渡って Z 方向に積分して平均化することによって得られる。

$$\begin{aligned}\bar{\eta}_f &= \frac{1}{p} \int_{-\infty}^{+\infty} \eta_f dz \\ &= \frac{\sqrt{\pi} M}{4 p/d} \sqrt{\frac{u_\infty d}{\varepsilon_H x/d}} \exp \left\{ - \frac{u_\infty d}{4 \varepsilon_H x/d} \left(\frac{y_0}{d} \right)^2 \right\}\end{aligned}\quad (2.3.3)$$

式 (2.3.2)、式 (2.3.3)を用いてフィルム冷却効率を推定する場合、 y_0 および乱流拡散係数 ε_H を何らかの方法で推定する必要がある。 y_0 は吹き出し孔下流の最高効率部の高さから、一方、 ε_H は、 $y = 0$ におけるフィルム冷却効率 η_f を用いて求めることができる。 ε_H は式 (2.3.2)より

$$\begin{aligned}\varepsilon_H &= \frac{M u_\infty d}{8 \eta_f (x, y=0, z) \frac{x}{d}} \\ &\quad \times \exp \left\{ - \frac{u_\infty d}{4 \varepsilon_H \frac{x}{d}} \left[\left(\frac{y_0}{d} \right)^2 + \left(\frac{z}{d} \right)^2 \right] \right\}\end{aligned}\quad (2.3.4)$$

のように表されるが、式 (2.3.4) の両辺に ε_H が含まれているので繰り返し計算で求める。なお、質量流束比 M が大きい場合、空間分布で最大効率 η_m となる y_m を用いて次式から求める方が精度が良いと考えられる。

$$\varepsilon_H = \frac{M u_\infty d}{16 \eta_m \frac{X}{d}} \left\{ 1 + \exp \left[- \frac{u_\infty d}{\varepsilon_H \frac{X}{d}} \left(\frac{y_m}{d} \right)^2 \right] \right\} \quad (2.3.5)$$

(2) 温度境界層の測定値と解析値の比較

2.3.1 節に示した 2 種類の供試体①, ② (表 2.3.1 参照) を用いて、主流を常温とし、フィルム冷却空気を加熱した状態で吹き出し、下流の空間温度分布を測定することによりフィルム冷却の効率を求めた。これらの二種類の供試体 (①型 $\alpha = 30^\circ$, $\beta = 0^\circ$, および②型 $\alpha = 45^\circ$, $\beta = 90^\circ$) を用いて、吹き出し円孔列数を変え、空間温度分布を測定した代表的な結果を図 2.3.5, 図 2.3.6 中に示す。なお、図 2.3.5, 図 2.3.6 中には後述する吹き出し空気内の温度分布を解析した結果も示している。

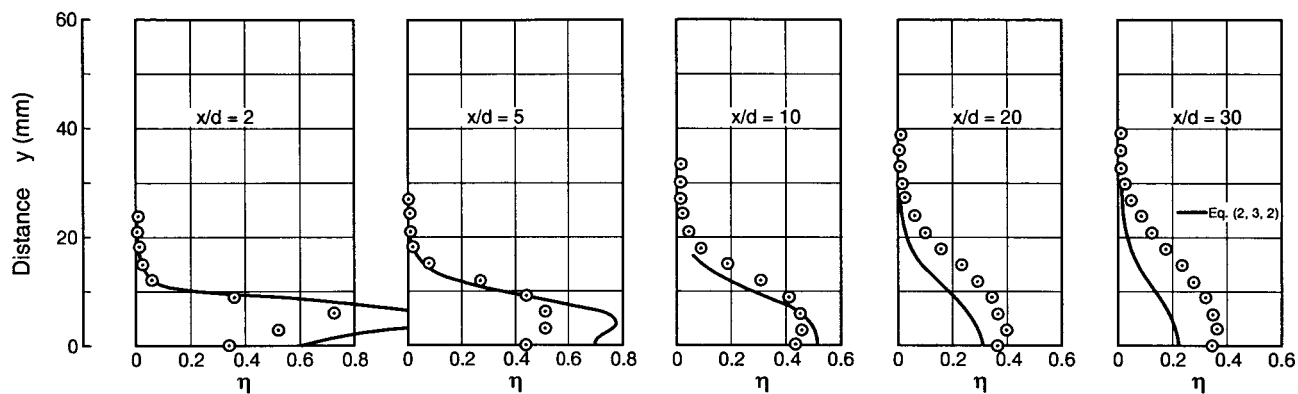


図2.3.5 空間温度分布 (①型 2 列 $M = 1.0$)

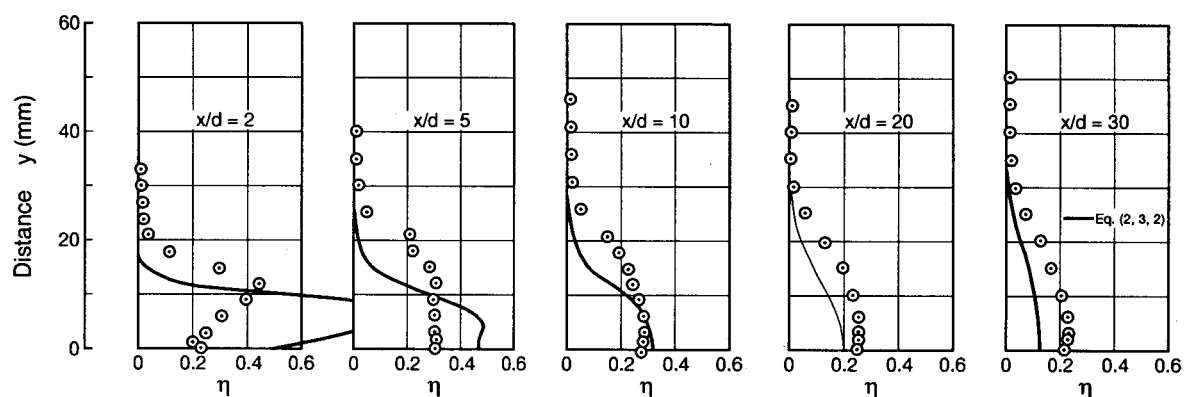


図2.3.6 空間温度分布 (②型 2 列 $M = 1.0$)

また、フィルム冷却空気を吹き出した場合に、フィルム冷却孔の下流 $x/d = 5, 10, 20$ の位置で温度分布を測定した。この結果から得られた吹き出し空気と主流との混合状況を図2.3.7, 図2.3.8に示す。

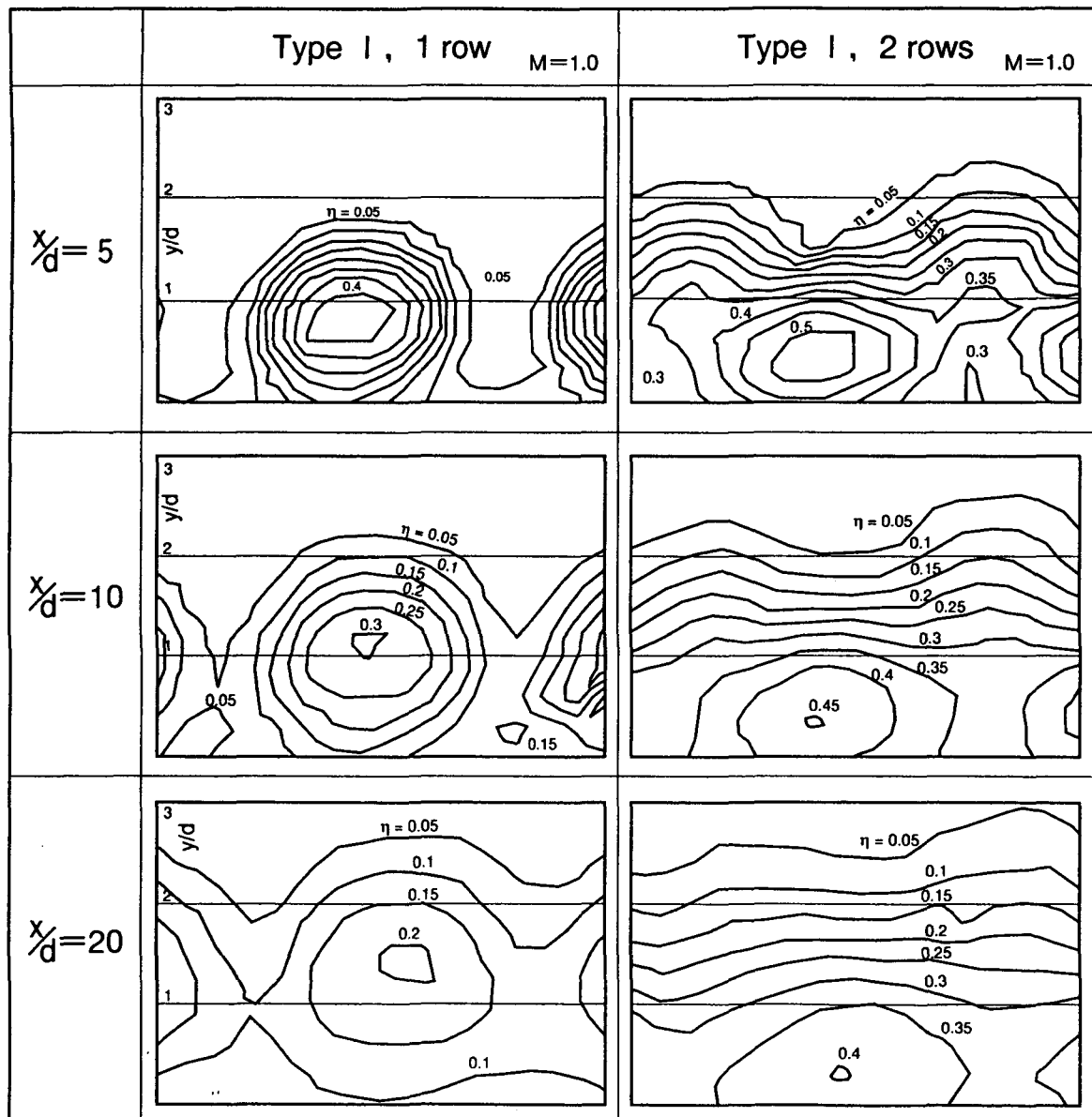


図2.3.7 フィルム冷却空気の空間分布 (Ⅰ型)

①型は主流と平行に吹き出すために、図2.3.7の等温線図で明らかなように、温度の核が後方まで残る。一方、図2.3.8より②型は主流と直角に吹き出すために、見かけ上のスリット巾が広く、かつ、主流方向に曲げられる間に混合するために、吹き出しの近傍から二次元的な境界層の温度分布を示す。

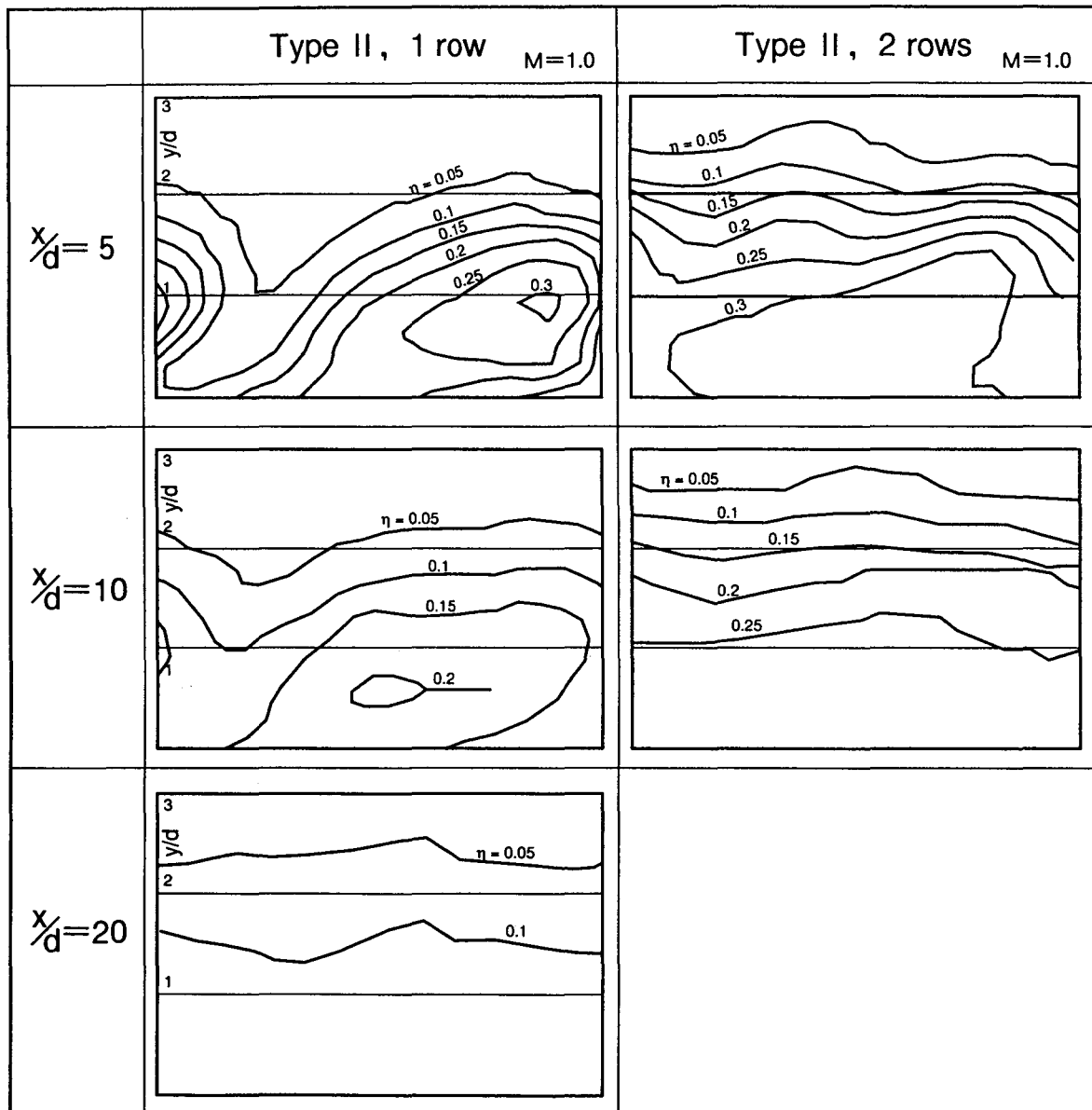


図2.3.8 フィルム冷却空気の空間分布（②型）

円孔列からの吹き出しにおける温度境界層に関して式 (2.2.26) の空間温度分布が成り立つか否かを調べるために、㊶型、㊷型の代表的な測定値と解析値を比較して図2.3.9、図2.3.10に示す。図2.3.10から、㊷型が、吹き出し後急速に二次元性を持つことがわかる。

図2.3.11に示した $x/d = 10$ のペクレ数 P_e を用い、図2.3.9、図2.3.10に示した y_0 と、式 (2.3.2) で吹き出し空気内の温度分布を解析した結果を図2.3.5、図2.3.6中に示す。なお、図2.3.11中に示すペクレ数は、図2.3.7、図2.3.8に示した円孔列下流の空間温度分布測定値より最大効率 η_m となる壁面からの距離 y_m を用いて式 (2.3.5) を解くことによって ε_H を得ることによって求めたものである。このペクレ数は図2.3.11に示すごとく、吹き出し近傍で大きく、下流に向かって小さくなる傾向を持っている。この解析では、 P_e 数一定として取り扱ったために、吹き出し近傍では解析値は高いめ、下流では低いめの推定となっている。

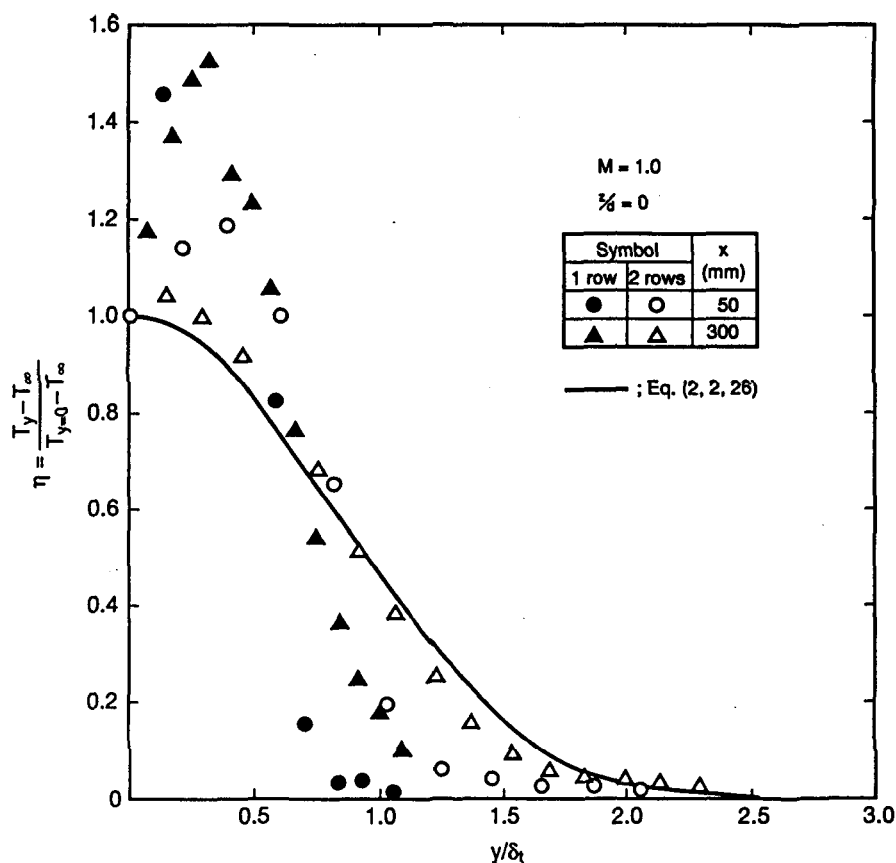


図2.3.9 境界層内温度分布 (㊶型)

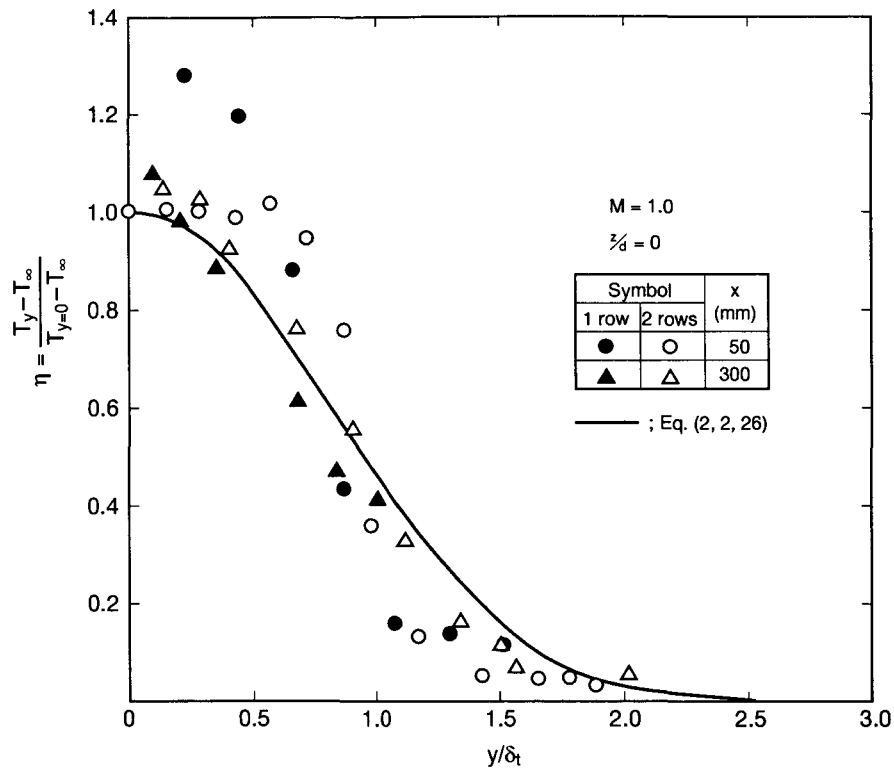


図2.3.10 境界層内温度分布 (Ⅱ型)

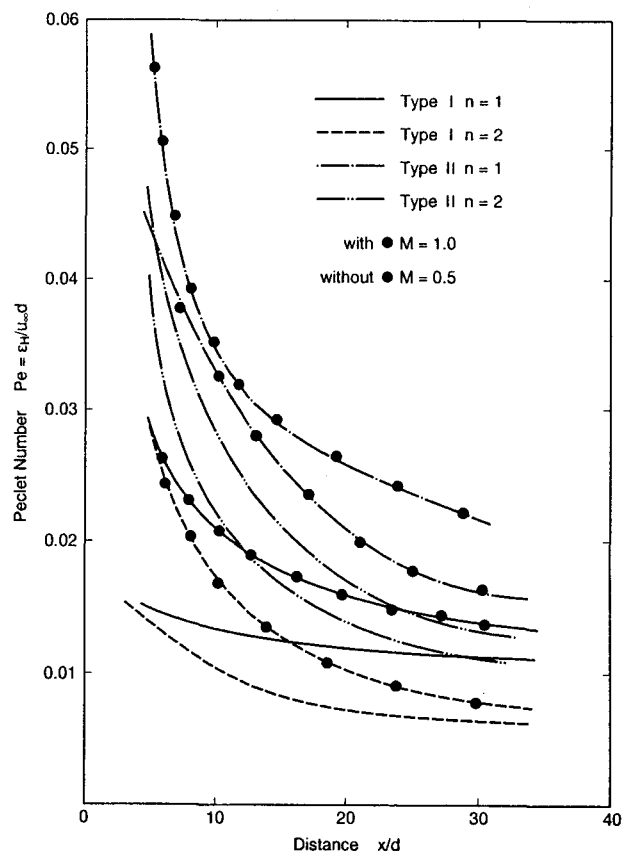


図2.3.11 ペクレー数の分布

(3) フィルム冷却効率

円孔列のフィルム冷却効率は質量流束比 $M = 0.5$ 付近で極大値を持つとされているが、実用上は主流の逆流を防止するために、 $M = 1.0 \sim 1.5$ に設計されることが多い。本実験で得られた円孔列の1ピッチにわたる平均フィルム冷却効率 $\bar{\eta}_f$ と質量流束比 M の関係を図2.3.12, 図2.3.13に示す。

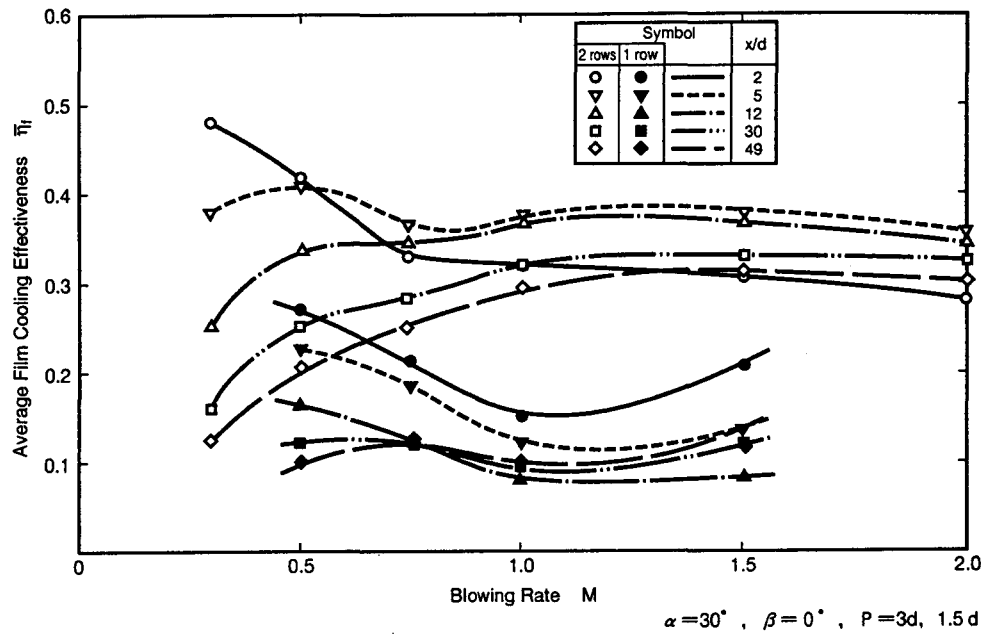


図 2. 3. 12 フィルム冷却効率への質量流束比の影響 (①型)

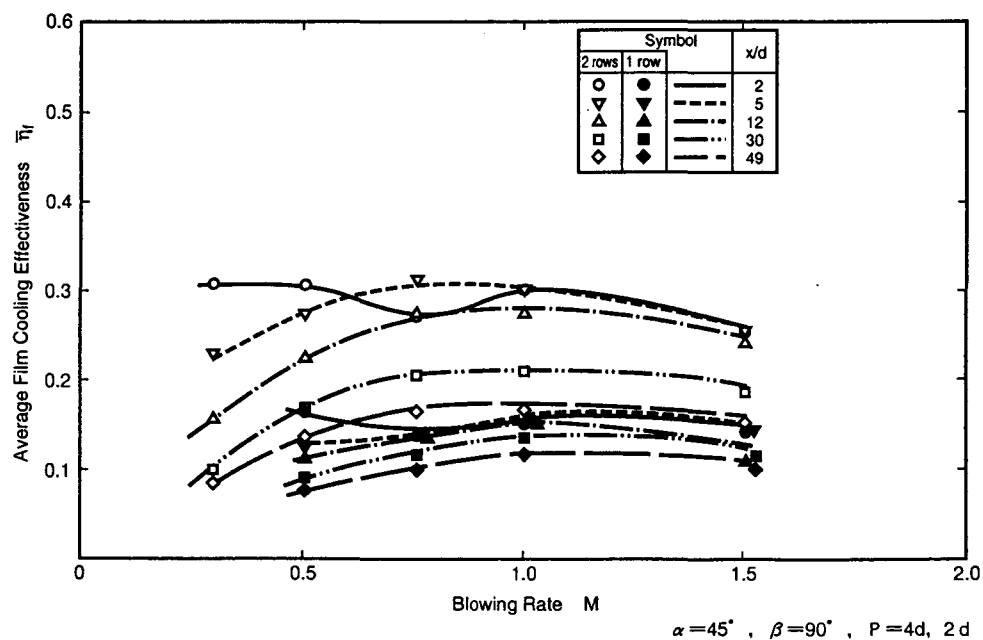


図 2. 3. 13 フィルム冷却効率への質量流束比の影響 (②型)

$\alpha = 30^\circ$, $\beta = 0^\circ$ (㊶型) の 1 列吹き出しの場合, Goldstein^[11] 等の実験では, 平均フィルム冷却効率は $M = 0.5$ で極大値を採ると報告されている。本実験結果でもこの値は $M = 1.0 \rightarrow 1.5$ に向かって増加の傾向がある。($M < 0.5$ は, 実用に適さない) 実用上重要な $M = 1.0 \rightarrow 1.5$ では, ㊶型では, 1 列, 2 列吹き出しともほぼ一定である。また, $\alpha = 45^\circ$, $\beta = 90^\circ$ (㊷型) の 1 列吹き出しの場合, $M = 0.5 \rightarrow 1.5$ にわたって, この効率がほぼ一定なのに対して, 2 列吹き出しの場合, $M = 0.75$ で極大値を取る。平均フィルム冷却効率に対する列数の影響に関しては, 図 2.3.12 より明らかなごとく, ㊶型では, 2 列吹き出しにおけるフィルム冷却効率は 1 列吹き出しのそれに比較して約 3 倍であり, 冷却空気量が 2 倍必要なことを考慮しても 2 列吹き出しは非常に効果があると言える。一方, ㊷型では, 質量流束比 $M \leq 0.75$ で吹き出し近傍から $x/d \approx 30$ の範囲では, 流量の増加分程度の冷却効率の増加しか見込めない。また $M \geq 1.0$, $x/d > 30$ のフィルム冷却孔から離れた位置でのフィルム冷却効率は, 2 列吹き出しの場合効率は 2 倍以下となる。

円孔から吹き出したフィルム冷却空気は, y 方向, x 方向に拡がって行く。このために, 吹き出し点よりも下流では, 冷却空気が合流し二次元の壁噴流に近づく。この現象への孔列の配置および列数の影響を明らかにするために, フィルム冷却効率 η_f を z/d に対して図 2.3.14 にプロットした。1 列吹き出しの場合, 吹き出し孔近傍の $x/d = 2$ では $z/d = 0$ におけるフィルム冷却効率が高く, $z/d = 1.5$ のフィルム孔列の中央で最小値を取っている。しかし, $x/d = 12$ より下流では z 方向にわたり均一なフィルム冷却効率を得られている。2 列吹き出しの場合, 2 列あるフィルム冷却孔の下流端より測った距離の無次元値 $x/d = 2.0$ よりも $x/d = 5.0$ あるいは $x/d = 12$ の点の $z/d = 0$ のフィルム冷却効率が高くなっている。この理由は, 千鳥配列のフィルム冷却孔からの吹き出しでは主流をブロックする効果が大きくフィルム冷却空気が強く壁に押しつけられ前列の円孔列から吹き出されたフィルム冷却空気が下流方向に流れる間に z 方向に広がり後列の円孔列からの吹き出されたフィルムと重ね合さって高いフィルム冷却効率になると考えられる。前列のフィルム冷却孔の中心は $z/d = 1.5$ に存在するが, 後列のフィルム冷却孔の下端から下流方向に測った x を用いた無次元

距離 $x/d = 2.0$ で既に最大値は消滅し、一様なフィルム冷却効率が保たれている。以上の結果千鳥配列の2列吹き出しの場合一様で高いフィルム冷却効率が得られている。

質量流束比 $M = 1.0$ における①型、②型の供試体を用いたフィルム冷却実験の代表的なフィルム冷却効率 η_f を、 x/d の関数として図 2.3.15 に示す。さらに直径 d および質量流束比 M が直接現れない形でフィルム冷却効率を比較するために、平均フィルム冷却効率 $\bar{\eta}_f$ を無次元距離 x/MS で整理し、図 2.3.16～図 2.3.19 に示した。なお、ヒートシンクモデルおよび二次元境界層理論に基づいてフィルム冷却効率 η_f を推定するために、式 (2.3.1)、式 (2.3.3) を導出したが、図 2.3.16～図 2.3.19 中にはこれらの解析値も示している。

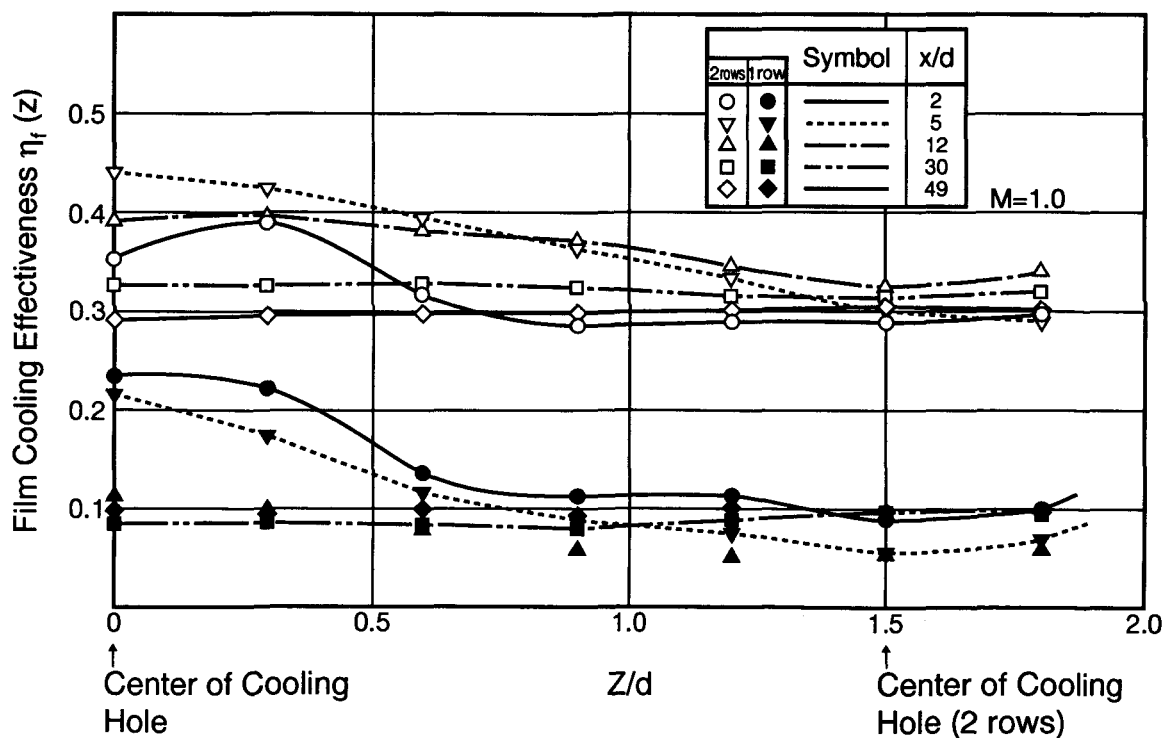


図 2.3.14 フィルム冷却効率の Z 方向分布 (①型 $p = 3d$)

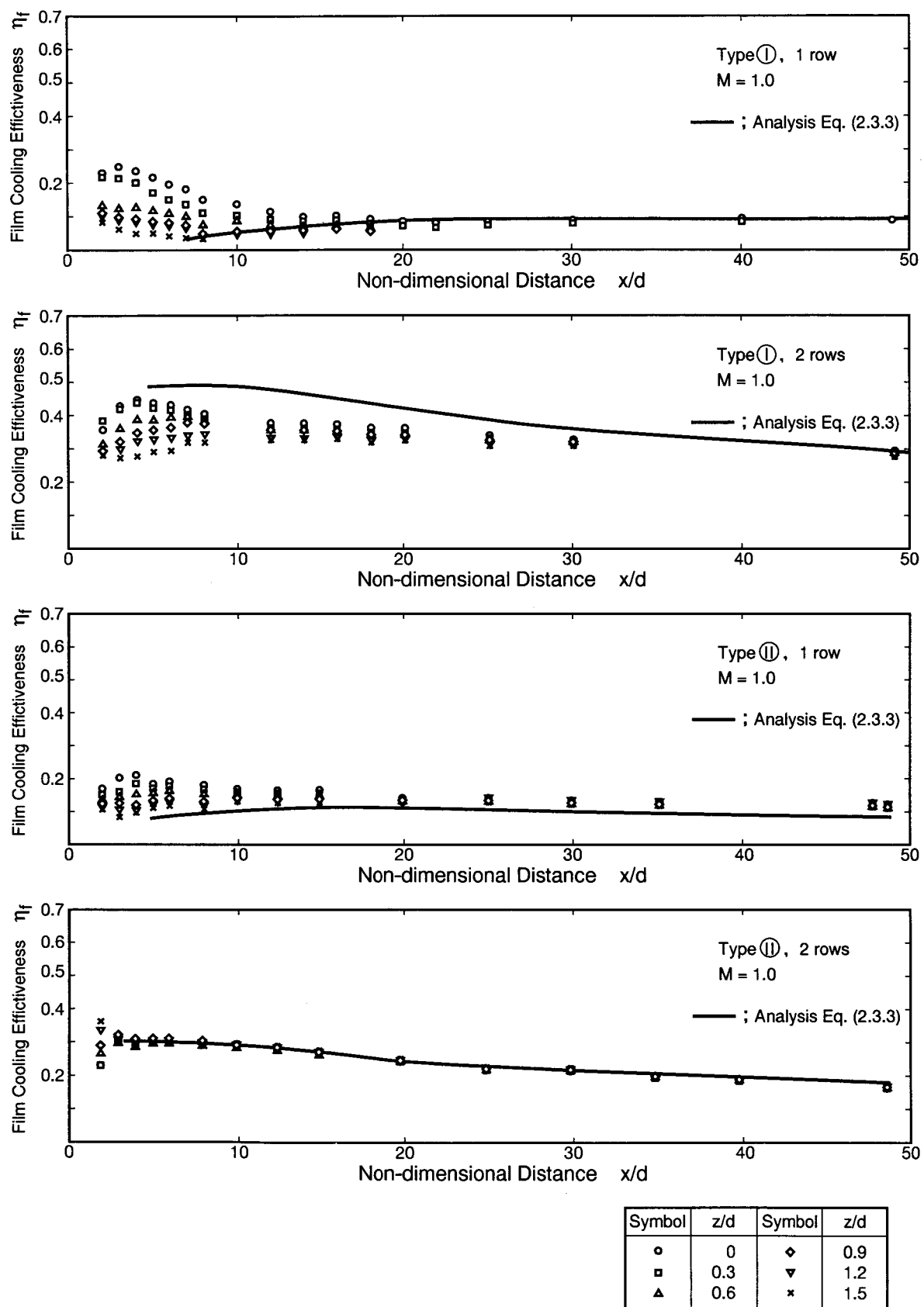


図2.3.15 フィルム冷却効率

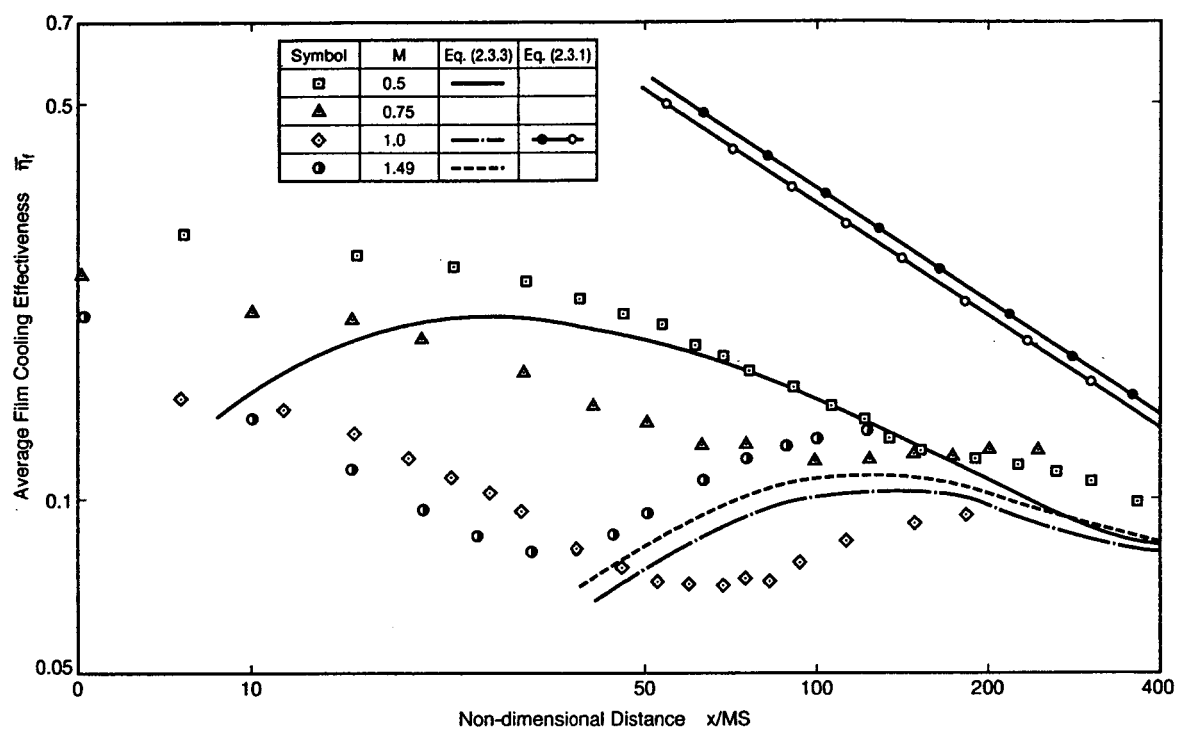


図 2. 3.16 フィルム冷却効率 (①型 : $\alpha = 30^\circ$, $\beta = 0^\circ$, $\eta = 1$)

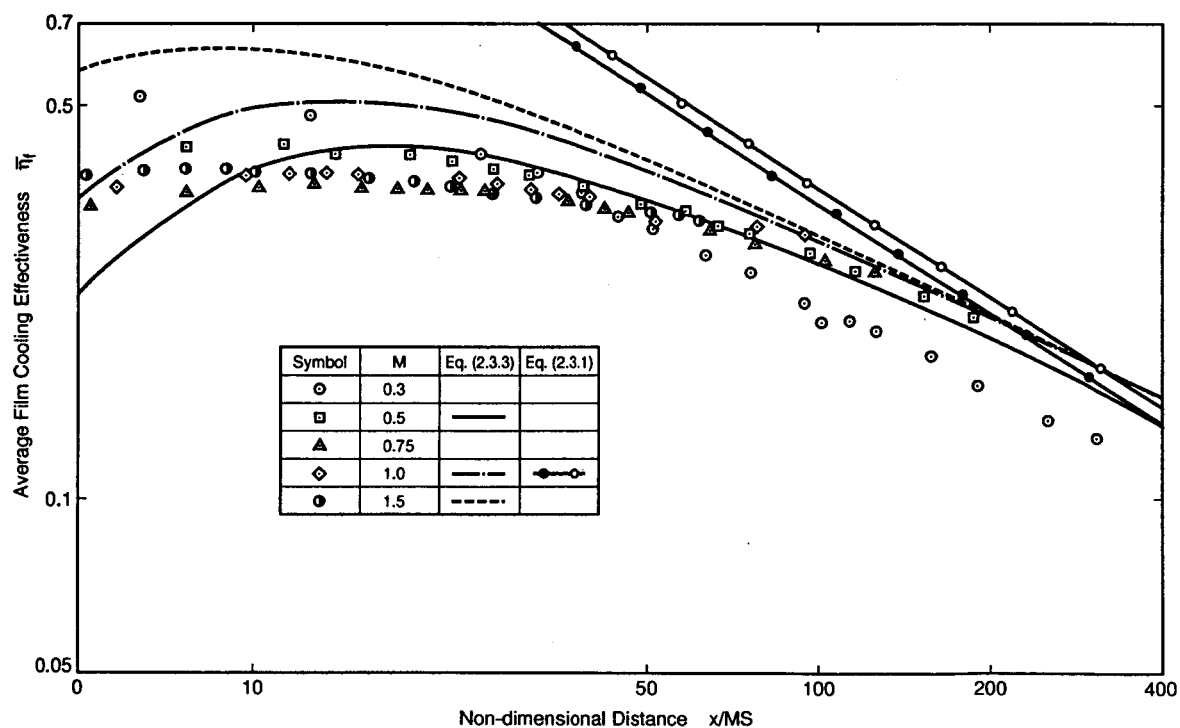


図 2. 3.17 フィルム冷却効率 (①型 : $\alpha = 30^\circ$, $\beta = 0^\circ$, $\eta = 2$)

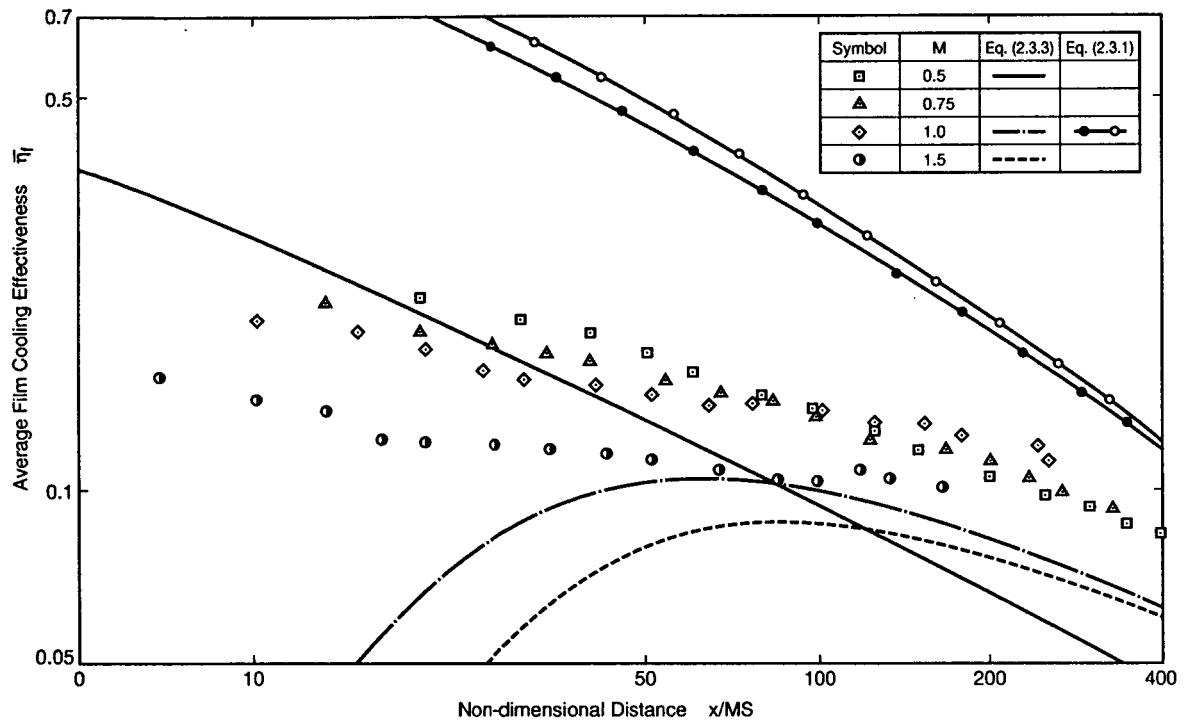


図 2. 3.18 フィルム冷却効率 (Ⅱ型 : $\alpha = 45^\circ$, $\beta = 90^\circ$, $\eta = 1$)

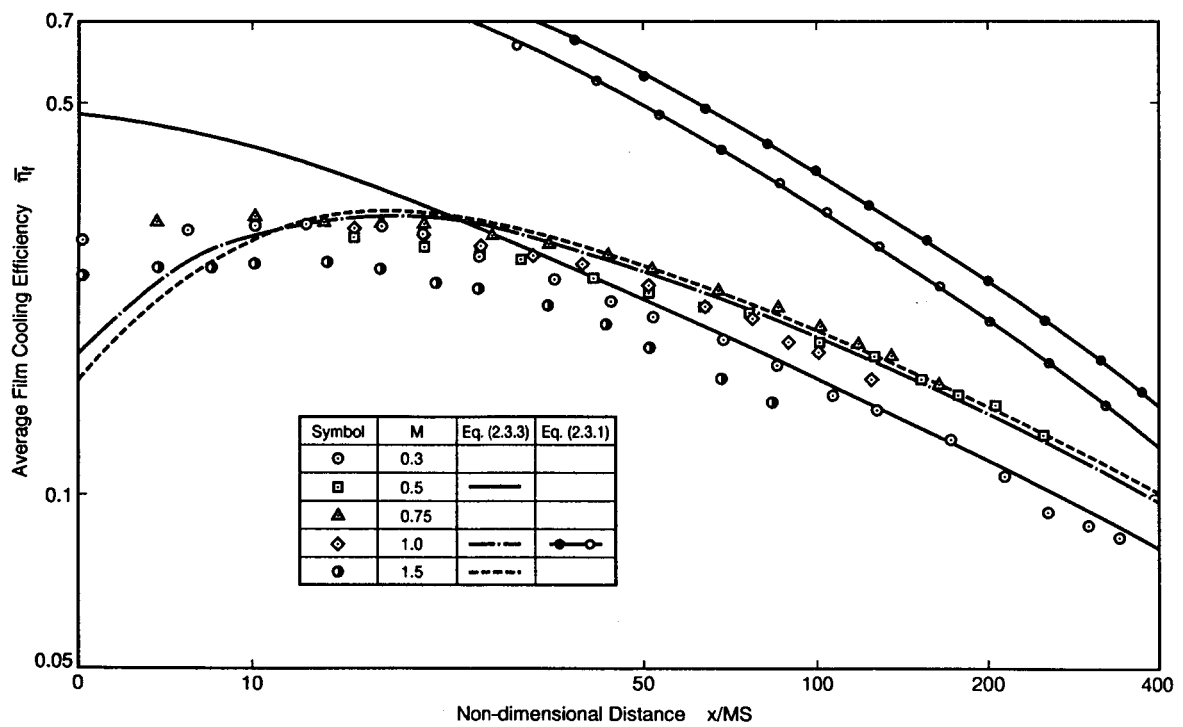


図 2. 3.19 フィルム冷却効率 (Ⅱ型 : $\alpha = 45^\circ$, $\beta = 90^\circ$, $\eta = 2$)

図 2. 3. 16～図 2. 3. 19の結果では、㊶型、㊷型とも 1 列吹き出しの吹き出し孔近傍の冷却効率の推定誤差が大きい。前述のヒートシンクモデルでは $x/d = 10$ のペクレ数 P_r を用いているが、二列吹き出しの場合は係数を少し修正するのみで冷却効率の推定に使用可能と考えられる。また、二次元の境界層理論に基づいてフィルム冷却効率を式 (2. 3. 1) より推定した値は、測定値に比べて 2 ～ 3 倍高い値となるため、実用には無理があると考えられる。なお、二次元の境界層理論に基づくフィルム冷却効率の推定式は、フィルム冷却空気が主流と混合した後の吹き出し孔近傍より $x/MS > 100$ 以上離れた下流では、式の係数を修正して利用することが出来る。

(4) フィルム冷却孔近傍の熱伝達率分布

2. 3. 1 節で述べた等熱流束で加熱したニッケル薄箔抵抗体の温度 T_w および主流温度 T_∞ を測定し、その値から図 2. 3. 20中に示す 2 列のフィルム冷却孔の下流側の孔の中心を通る直線位置での熱伝達率を算出した結果を図 2. 3. 20に示す。

図 2. 3. 20によるとフィルム冷却孔近傍の熱伝達率は、フィルム冷却孔が存在しない平板面上の熱伝達率に比べると、冷却孔が存在するのみで 50% 増加する。また質量流束比 M の増加に伴って、 $M = 1.5$ においては熱伝達率は 2 倍程度まで増加する。これは、フィルム冷却孔および吹き出した空気が乱流促進体的な役割を演じるためであると考えられる。このようにフィルム冷却孔近傍の壁面の熱伝達でメタル温度は均一となり問題とならないが、熱負荷の増加に伴って、冷却孔周囲の局所の熱伝達率分布が重要となる。

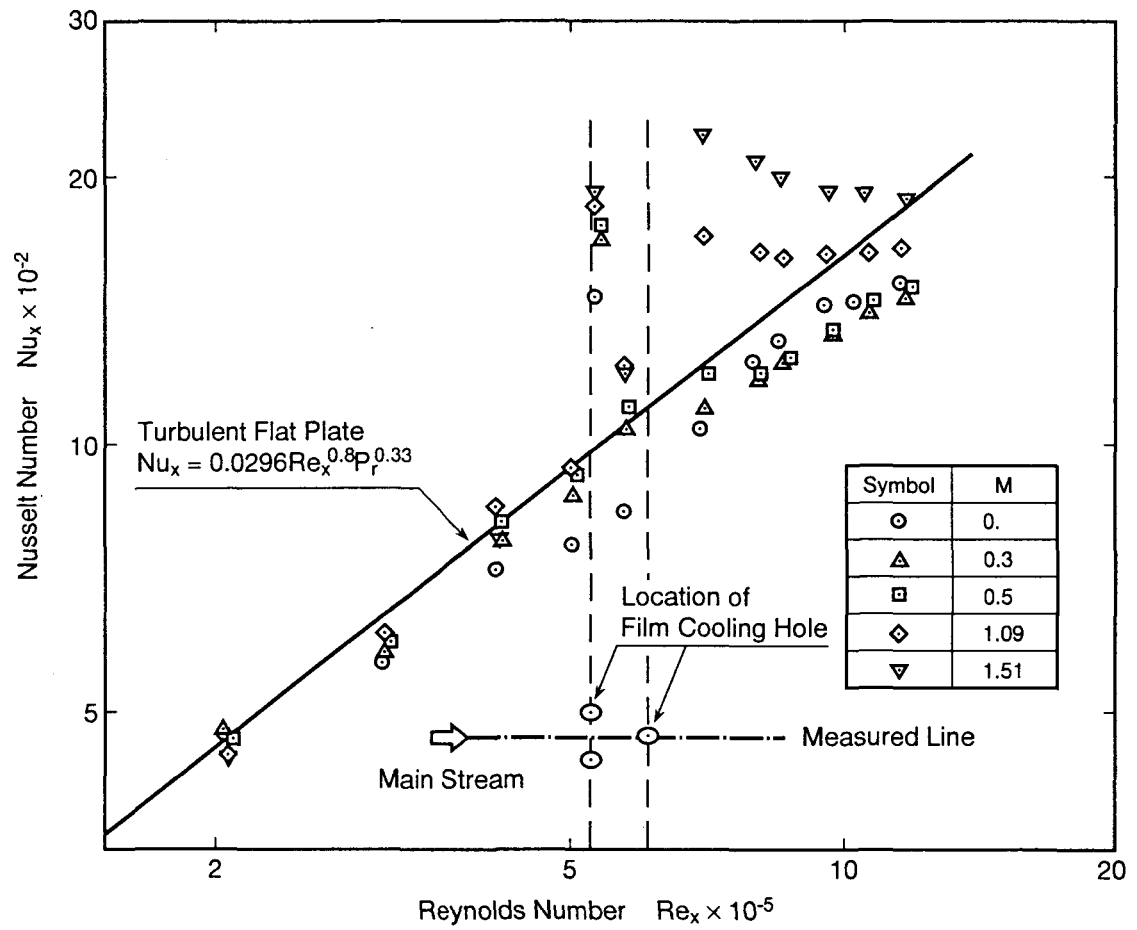


図 2. 3. 20 フィルム冷却孔近傍の熱伝達率分布

2.4 結 論

二次元スロットからの吹き出しにおける壁面上の境界層に関する詳細な測定を行い、フィルム冷却効率のデータを得るとともに、境界層の解析を実施して次の一般式を得、その適用限界を明らかにした。

$$\eta = 4.67 \left(\frac{\rho_a u_a S}{\mu_a} \right)^{0.2} \left(\frac{x' + x_0}{MS} \right)^{-0.8} \left\{ 1 - \left(1 - 2.3 H_0^{-15/7} \right) \left(\frac{x_0}{x' + x_0} \right)^{3/2} \right\}^{-8/15}$$

$$\text{ここで, } H_0 = \frac{0.376 x_0 \text{Re} x_0^{-0.2} (1 + 0.5 M \sin \alpha)}{1.4 MS \sin \alpha}$$

$$x = x' + x_0$$

$$\text{適用限界 } 0 \leq M \leq 2.0, \quad 0 \leq \alpha \leq 90^\circ$$

$$0 \leq x' / MS \leq 200, \quad \text{主流マッハ数 } M_{a_\infty} \leq 0.4$$

- フィルム冷却効率測定への物質伝達のアナロジーの応用は、装置の調整、吸引速度等に注意をはらえば、非常に有効な方法である。

平板面上にあけた二種類の円孔列からの吹き出しに関する実験の結果から下記の結論を得た。

- 流路壁に対して30°の傾斜をもった供試体①を用いたフィルム冷却空気の吹き出しでは、吹き出し孔下流20d程度まで三次元性が残る。（特に1列の場合は、この傾向が強い。）また、2列の吹き出しの場合は、主流の巻き込みが1列に比較して少ないため冷却効率が高い。（2列の場合は1列の場合に比較して空気量は2倍必要であるが、フィルム冷却効率は約3倍となる。）
- 供試体①型を用いた主流に直角（壁に45°，流れ方向に直角）の吹き出しの場合はフィルム冷却効率は低いが、吹き出し近傍から二次元的な温度分布が得

られる。また質量流束比 $M \leq 0.95$ の範囲でフィルム冷却効率はほぼ列数に比例する。

- 円孔列からの吹き出しによるフィルム冷却効率の推定には解析的方法の適用はかなり困難であるが、吹き出しのごく近傍を除けば実験値をベースとしたヒートシンクモデルから得られた次式を適用することが出来る。

$$\overline{\eta}_f = \frac{\sqrt{\pi} M}{4 p/d} \sqrt{\frac{u_\infty d}{\varepsilon_H x/d}} \exp \left\{ - \frac{u_\infty d}{4 \varepsilon_H x/d} \left(\frac{y_0}{d} \right)^2 \right\}$$

$$0.5 \leq M \leq 2$$

また、吹き出し孔の十分下流では二次元的な温度分布となるので、係数を修正した境界層モデルの効率推定式を用いることが出来る。

- 冷却孔近傍の（孔径の10倍程度までの下流部）では、主流のみによる熱伝達率値がフィルム冷却孔の無い場合の値の 1.5～2 倍まで増加し、さらに遠方の下流部で、漸次フィルム冷却孔が無い場合の熱伝達率値に近づく。

第2章の文献

- [1] Pederson, D.R., Eckert, E.R.G., and Goldstein, R.J., "Film Cooling with Large Density Difference between the Mainstream and the Secondary Fluid Measured by the Heat Transfer Analogy," Trans. ASME Journal of Heat Transfer, Vol99, pp.620-627, 1977.
- [2] Schlichting, H, "Boundary Layer Theory," 7th Ed. McGraw-Hill, 1979.
- [3] Mayle, R.E., et.al. "Adiabatic Wall Effectiveness of a Turbulent Boundary Layer with Slot Injection. "Trans. ASME Journal of Heat Transfer, Vol.98, pp.240-244, 1976.
- [4] Hartnett, R. J., et.al. "Velocity Distributions, Temperature Distribution, Effectiveness and Heat Transfer for Air Injected through a Tangential Slot into a Turbulent Boundary Layer, "Trans. ASME Journal of Heat Transfer, PP.293-306, 1961.
- [5] Goldstein, R. J., "Some Measurement Techniques in Heat Transfer".
- [6] Ramsey, J.W., Goldstein, R. J., and Eckert, E.R.G., "A Model for Analysis of the Temperature Distribution with Injection of a Heated Jet into an Isothermal Flow," 4th Int. Heat Transfer Conference, Paper No. FC.8.5, 1970.
- [7] Brown, A. and Saluja C.L., "Film Cooling from a Single Hole and a Row of Holes of Variable Pitch to Diameter Ratio," Int. Journal. of Heat Mass Transfer, Vol.22, pp.525-533, 1979.
- [8] Goldstein, R. J., "Film Cooling," Advances in Heat Transfer, Vol7, pp. 321-379, 1971.
- [9] Bergles, G., Gosman, A.D., and Launder, B.E., "Double-Row Discrete-Hole Cooling : An Experimental and Numerical Study," Trans. ASME Journal. of Engineering. for Power, Vol.102., pp.498-503 1980.

- [10] Eriksen, V.L., Eckert, E.R.G, and Goldstein, R.J., "A Model for Analysis of the Temperature Field Downstream of a Heated Jet Injected into an Isorhermal Cross Flow at an Angle of 90° " NASA CR72990, 1971.
- [11] Goldstein, R.J., Eckert, E.R.G., Eriksen, V.L. and Ramsey, J.W.
"Film Cooling Following Injection Through Inclined Circular Tubes,"
Israel Journal. of Technology, Vol.8, pp.145-154, 1970.

第3章 二次元低速翼列によるフィルム冷却実験

3.1 まえがき

第2章においては平板面上におけるフィルム冷却についての実験的、解析的研究結果を論じた。しかし、ガスタービンのタービン翼面上に実際に生じている現象は平板面ほど単純ではなく、表面曲率、主流の加速率等がフィルム冷却効率に大きな影響をおよぼす可能性がある。それにもかかわらずタービン動翼、静翼面上のフィルム冷却効率に関して発表された論文は非常に少ない^[1]。Itô等^[2]は、航空用エンジンの高圧タービン第1段動翼の二次元拡大モデルを用いて、低速翼列実験により、翼面上にあけた1列のフィルム冷却孔から下流における壁面上のフィルム冷却効率を測定し、翼腹側（凹）面と翼背側（凸）面で平板上のフィルム冷却効率と異なった特色を有することを明らかにした。しかし、フィルム冷却翼を開発する上で重要なフィルム冷却効率の推定式は明らかにしていない。

本章では、典型的な産業用ガスタービンの第1段静翼、第1段動翼の平均径断面（翼50%高さ）の翼プロファイルを用いて、二次元低速翼列実験による翼面上におけるフィルム冷却効率を測定した結果について述べる。

特に翼面上のフィルム冷却効率に影響する表面曲率と主流の加速率に関しては、翼ピッチを変えることによって表面曲率が一定の条件で主流の加速率を変えて実験を行った。その結果、翼背側面では主流の加速率はフィルム冷却効率にはほとんど影響を与えないことを明らかにした。さらに翼腹側面では翼背側面とは異なって主流加速率はフィルム冷却効率に大きな影響を持つことを明らかにした。また、第2章では平板面上のフィルム冷却孔あるいはフィルム冷却空気の吹き出しがフィルム冷却孔近傍の流路壁面上の熱伝達率に与える影響を調べたが、本章では翼面上でのフィルム冷却孔あるいはフィルム冷却空気の吹き出しの熱伝達率への影響を明らかにした。さらに、フィルム冷却静翼あるいは動翼のメタル温度解析に使用するフィルム冷却効率に関する実験式を与えた。本章の内容は主に

文献 [3], [4], [8], [11], [12] に発表した内容をまとめたものである。

3.2 第1段静翼の二次元翼列伝熱実験

3.2.1 実験装置

典型的な産業用ガスタービンのタービン第1段静翼の平均径断面の拡大モデルを用い、二次元低速翼列風洞による伝熱実験を実施した。実験に用いた低速翼列風洞の概略を図3.2.1 に示す。翼列は7枚の翼から構成されており、これらの翼の内中央の3枚がフィルム冷却孔を設けた中空翼であり、残りのそれらをはさむ両側各2枚はソリッド翼である。主流を常温とし、フィルム冷却空気を加熱して、フィルム冷却孔より吹き出して、フィルム冷却効率を測定した。翼列の寸法を図3.2.2 中および表3.2.1 に示す。

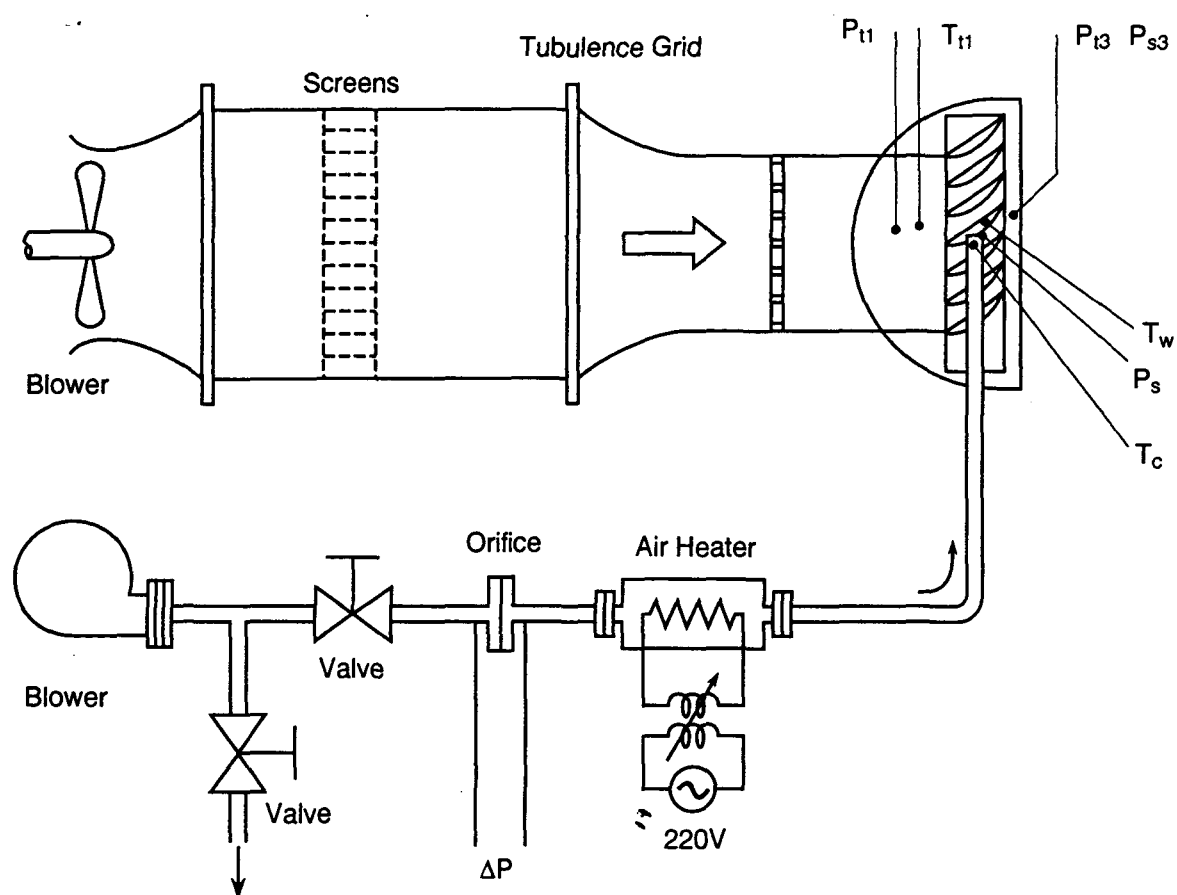


図3.2.1 低速翼列風洞の概略図

表3.2.1 第1段静翼の翼列の寸法

Chord	150.3	(mm)
Axial Chord	91.6	(mm)
Pitch	114.4	(mm)
Span	300	(mm)
Aspect Ratio	2.0	(-)
L.E. Radius	5.0	(mm)
T.E. Radius	2.0	(mm)
Inlet Angle	90	(deg)
Outlet Angle	20.9	(deg)

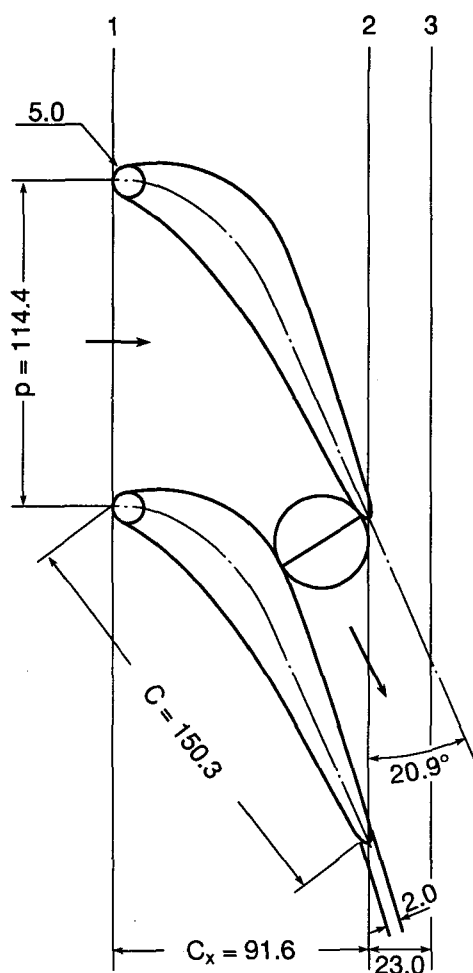


図3.2.2 翼列の寸法

(1) 供試翼

フィルム冷却孔無しのソリッド翼およびフィルム冷却孔有りの中空翼モデルを用いて、翼面上の熱伝達率分布を測定した。ソリッド翼の熱伝達率は、巾2.5mm、厚さ5 μ mの矩形のニッケル薄箔抵抗体67枚を加熱用のヒータとして翼面上にはり付けヒータを通電加熱することにより熱伝達率を測定した。なお伝熱実験に用いる翼の母材には、低熱伝導率のベークライトを使用した。翼面の局所熱伝達率を測定するために用いた翼モデルを図3.2.3に、またニッケル箔の翼面への取り付け構造の詳細を図3.2.4に示す。なお、ソリッド翼の表面には翼面の静圧分布を測定するために、内径0.5mmの静圧タップを翼の中央高さの位置によども点に1点、翼背側翼腹側に各21点ずつ設けている。

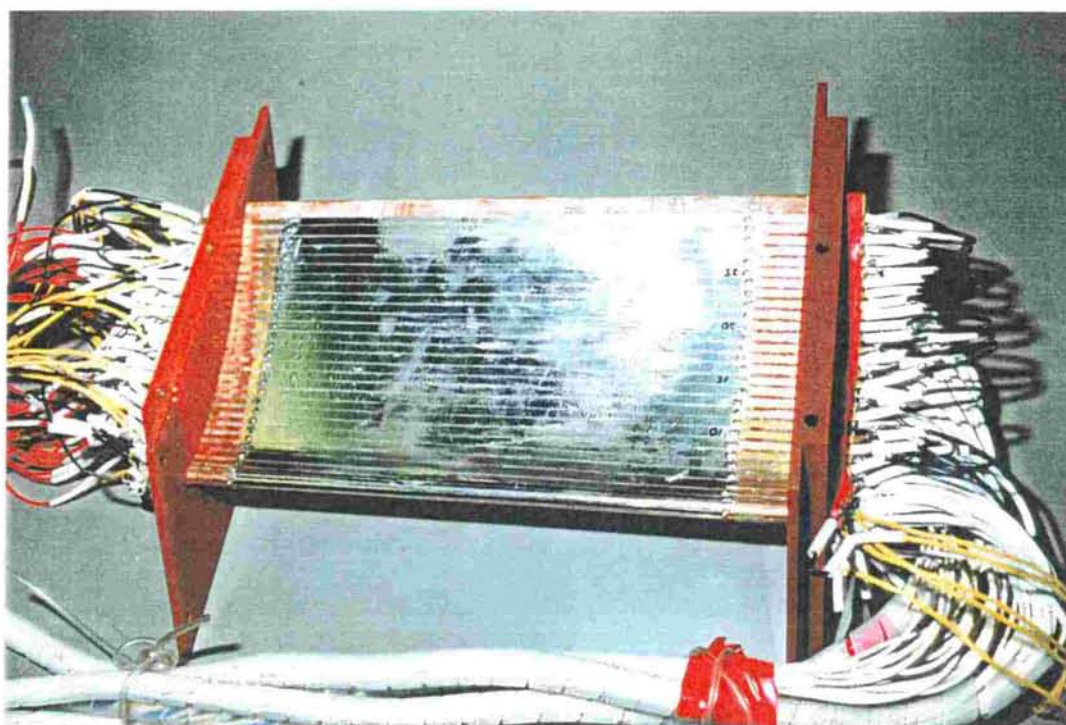


図3.2.3 翼面熱伝達率測定用供試翼

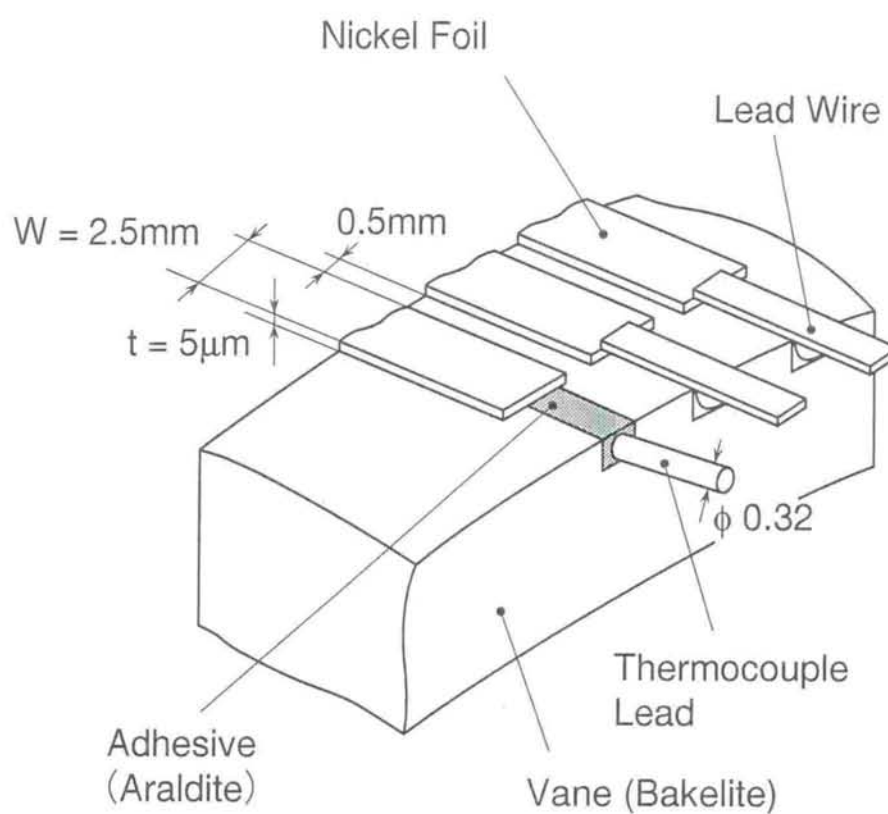


図3.2.4 熱伝達率の測定詳細

翼面上のフィルム冷却効率を測定するために使用した中空翼モデルのフィルム冷却孔の位置および寸法を，図3.2.5中および表3.2.2に示す。図3.2.5に示すごとく，フィルム冷却効率を測定する中空翼モデルには，翼面上の前縁，翼背側翼腹側の3ヶ所の位置にフィルム冷却孔を設けている。翼前縁にはよどみ点(0°)， $\pm 45^\circ$ および $\pm 90^\circ$ の位置に合計5列のフィルム冷却孔を設置している。また，翼背側および翼腹側では，千鳥配置の2列のフィルム冷却孔を設けている。フィルム冷却孔有りの中空翼モデルの翼面上の熱伝達率分布の測定にはソリッド翼モデルの熱伝達率測定と同様の方法でフィルム冷却孔近傍を除く翼全面に短形のニッケル箔56枚をはり付け測定した。フィルム冷却効率あるいは翼面の熱伝達率分布を測定する中空翼モデルも，翼面の熱伝達率分布を測定するソリッド翼モデルと同様に材質は低熱伝導率のベークライトで製作されている。

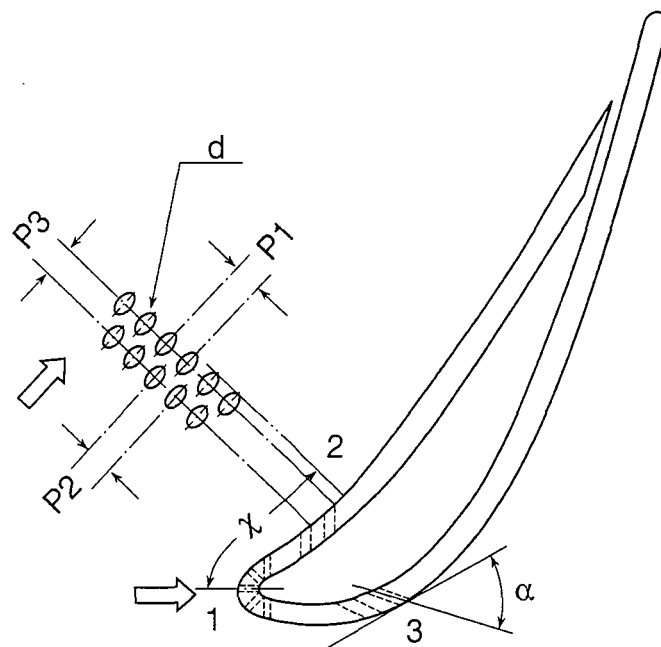


図3.2.5 第1段静翼フィルム冷却孔寸法

表3.2.2 第1段静翼フィルム冷却孔寸法

Station No.			1	2	3
Cooling Hole Diameter	d	[mm]	1.75	2.5	2.5
Number of Rows at Station	n		5	2	2
Pitch	P1	[mm]	6.25	6.25	6.25
Pitch	P2	[mm]	6.25	6.25	6.25
Pitch	P3	[mm]	3.75	7.5	7.5
Injection Angle	α	[deg]	45	30	30
Distance from L.E.	x	[mm]	8.4	31.0	40.0

(2) 測定方法

翼面上の局所の熱伝達率 h の測定の際には、ニッケル薄箔抵抗体を通電加熱して、それに要した電力量 q_1 とニッケル薄箔抵抗体の温度 T_w および主流温度 T_∞ の温度差より熱伝達率を求めた。

$$h = \frac{q}{T_w - T_\infty} \quad (3.2.1)$$

$$q = q_1 - q_2 \quad (3.2.2)$$

ここで、 q_2 : 熱伝導、熱放射等で散逸する熱量

前章に示したごとく、フィルム冷却効率 η_f は式(2.2.1)で求められる。しかし、理想的な断熱壁を作ることは困難であり、特に翼型を用いた実験では、平板の供試体と異なって翼厚さが薄く加熱空気が中空翼を内面から加熱するため加熱量が大きければ大きな誤差を生じる。そこで、中空翼の内面からの加熱量を補正してフィルム冷却効率 η_f を式(3.2.6)より求めた。

中空翼の翼厚さが薄く一次元的な熱量バランスが成り立つと仮定する。吹き出しが無いが、フィルム冷却空気と同量の加熱空気 T_{ao} を内側に流した場合の熱伝達率を h_a 、壁温度を T_{w1} とすると

$$h_{\infty} (T_{\infty} - T_{w1}) = h_a (T_{w1} - T_{ao}) \quad (3.2.1)$$

が成り立つ。吹き出しを行った場合、壁はフィルム温度 T_f でおおわれ、壁温度が T_{w2} になるため

$$h_f (T_f - T_{w2}) = h_a (T_{w2} - T_{ao}) \quad (3.2.4)$$

が成り立つ。また、

吹き出し有りの場合の主流の熱伝達率 h_f と吹き出し無しの場合の主流の熱伝達率 h_{∞} が等しいと仮定すると式 (3.2.3)、式 (3.2.4) より

$$\frac{T_f - T_{w2}}{T_{\infty} - T_{w1}} = \frac{T_{w1} - T_{ao}}{T_{w2} - T_{ao}} \quad (3.2.5)$$

を得る。

式 (3.2.5) に吹き出しが無いが、フィルム冷却と同量の加熱空気を内側に流した場合の冷却効率 $\eta_{f1} = (T_{w1} - T_{\infty}) / (T_{ao} - T_{\infty})$ 、吹き出しを行なった場合の冷却効率 $\eta_{f2} = (T_{w2} - T_{\infty}) / (T_{ao} - T_{\infty})$ およびフィルム冷却効率式 (2.1.1) を代入し整理すると式 (3.2.6) を得る。

$$\eta_f = \frac{\eta_{f2} - \eta_{f1}}{1 - \eta_{f2}} \quad (3.2.6)$$

3.2.2 実験結果および考察

(1) 翼面の速度分布

翼のピッチを変化させ、すなわち翼面の曲率を一定とした条件下で主流の加速パラメータを変化させて、翼面にあけた静圧タップにより測定した静圧 P_s と、翼列前方 300mm の点で 3 孔ピトー管で測定した主流の全圧 P_t より $u =$

$\sqrt{2g(P_t - P_s)/\gamma}$ の式を用いて翼面上の境界層外縁に沿う速度分布 u を求める。

その結果を翼列出口の流速 u_{exit} で無次元化して、図 3.2.6 に示す。この結果によると、翼のピッチを大きくすると翼の背側のスロートより前の部分では加速パラメータが増大し、スロートより下流では負の加速パラメータが増大する。一方、翼の腹側では前縁の一部を除いて加速流であるが、翼のピッチの増大とともに、加速パラメータは減少する。

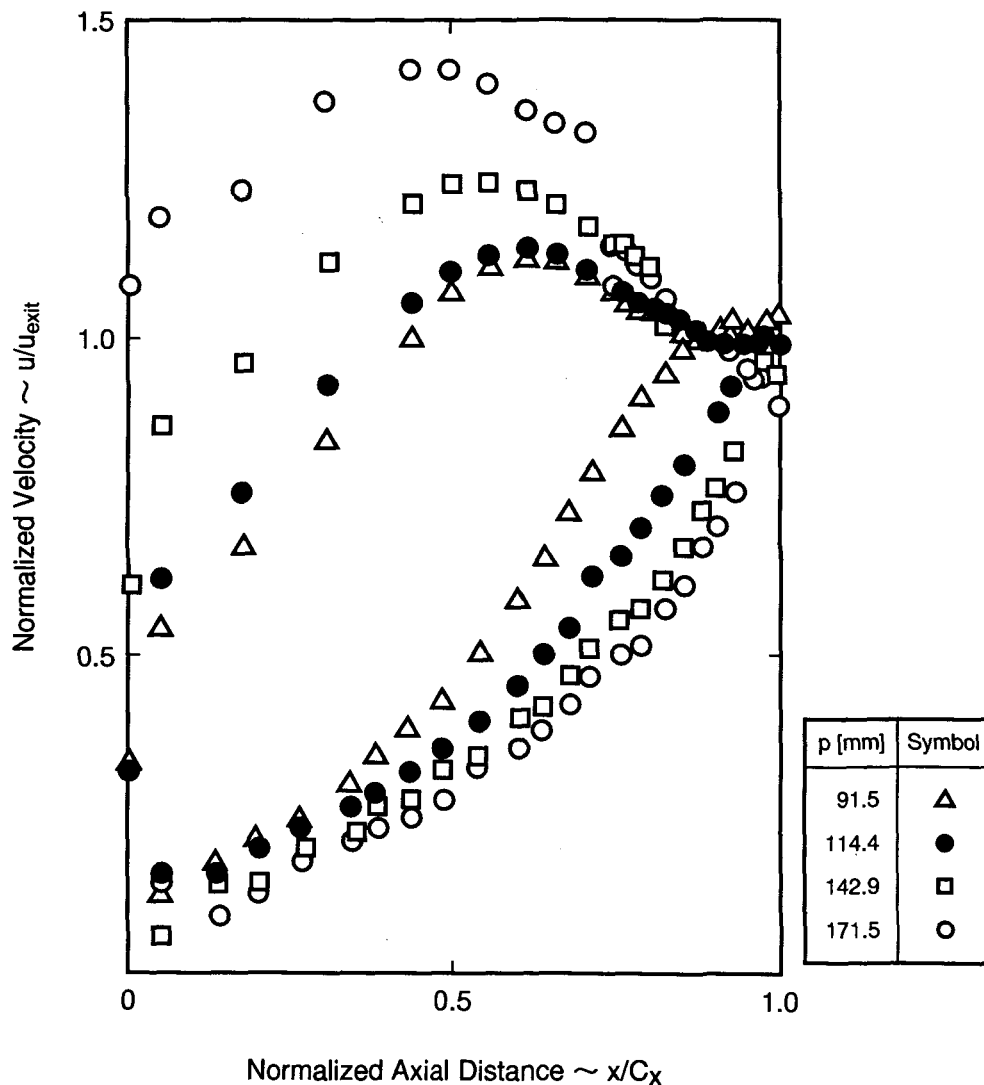


図 3.2.6 翼面流速分布（50%高さにおける測定値）

(2) 翼面の熱伝達率分布

吹き出しの無いソリッド翼の翼面上の熱伝達率分布を測定した結果を図3.2.7に示す。同図中には、良く知られている等温平板面上の層流熱伝達率分布式(3.2.7)，乱流熱伝達率分布式(3.2.8)，および流れに直交する形で置かれた円柱まわりの熱伝達率分布(Schmidtの実験式(3.2.9)^[10])を用いて推定した値を併記した。これらは良く一致している。この結果によると翼腹側では境界層はほぼ全域で層流であるのにたいし，翼背側では後縁近傍の $Re_x \approx 2.0 \times 10^5$ 付近で乱流遷移が生じている。

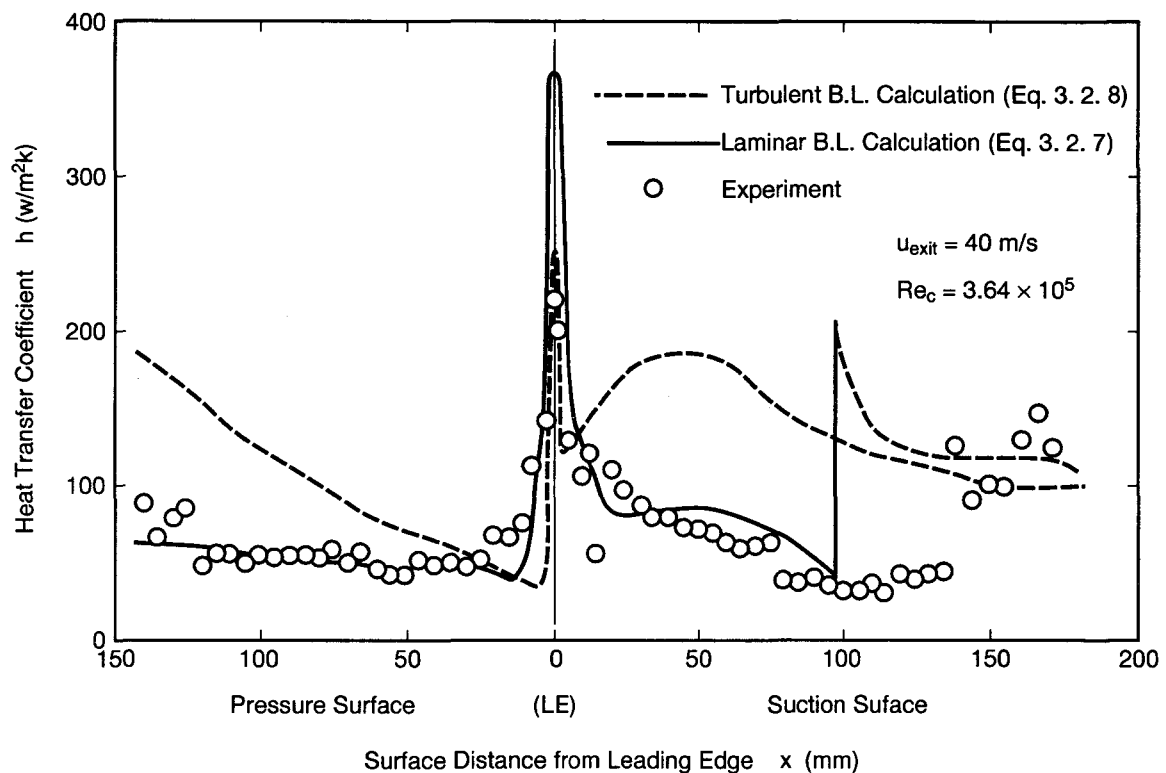


図3.2.7 第1段静翼翼面熱伝達率分布

等温平板面上の層流熱伝達率

$$h_x = 0.332 \operatorname{Re}_x^{0.5} \operatorname{Pr}^{0.33} \frac{\lambda}{x} \quad (3.2.7)$$

等温平板面上の乱流熱伝達率

$$h_x = 0.0296 \operatorname{Re}_x^{0.8} \operatorname{Pr}^{0.33} \frac{\lambda}{x} \quad (3.2.8)$$

流れに直交する円柱まわりの熱伝達率 (Schmidt の実験式)

$$h_D = 1.14 \operatorname{Re}_D^{0.5} \operatorname{Pr}^{0.4} \left[1 - \left(\frac{\phi}{90} \right)^3 \right] \frac{\lambda}{D} \quad (3.2.9)$$

ここで D : 翼前縁直径

x : 翼前縁よどみ点から測った距離

ϕ : 翼前縁のよどみ点から測った角度 ($^\circ$)

フィルム冷却による熱伝達率への影響を明らかにするために、主流と同じ温度のフィルム空気をフィルム冷却孔より吹き出し、その下流における熱伝達率分布を測定した。^[3] なお、フィルム冷却翼では、フィルム冷却孔の部分に加熱用のニッケル薄箔抵抗体ははれないことから、非加熱部を残している。主流に対するフィルム冷却空気の質量流束比 M をパラメータにして、翼背側における熱伝達率の変化を測定した結果を図3.2.8 に示す。

非加熱部を有する乱流平板の熱伝達率は、良く知られた次式、

$$\alpha_x = S_p (x^+ \operatorname{Pr}) \operatorname{Re}_x \left(\frac{\tau_w}{\rho_\infty u_\infty^2} \right)^{1/2} \quad (3.2.10)$$

$$\text{ここで, } x^+ = \int_{x_1}^x \frac{\sqrt{\frac{\tau_\infty}{\rho_\infty}}}{\frac{\nu_\infty}{u_\infty}} dx$$

x_1 = 非加熱部の長さ

$$\tau_w = 0.0296 \rho_\infty u_\infty^2 \operatorname{Re}_x^{-0.2}$$

で評価することが出来る。式 (3.2.10) より求めたフィルム冷却孔近傍の熱伝達率分布の推定値を図3.2.8中に一点鎖線で示した。

図3.2.8の熱伝達率の測定値と式(3.2.7)より推定した値を比較すると、翼面に存在するフィルム冷却孔は、吹き出しを行わない場合でも、乱流遷移させる働きがあることがわかる。しかし、質量流束比 M の小さい $M=0.68$ では、フィルム冷却孔が存在するが吹き出しの無い場合に比べて吹き出し孔近傍の熱伝達率は、低下する傾向にある。これは、フィルム冷却孔部が吹き出しにより滑らかになるためと考えられる。さらに質量流束比 M が増加すると、熱伝達率は M の増加に伴って増加する。そして質量流束比 $M=2.43$ では、熱伝達率は吹き出しの無い場合に比較して50%増加する。なお翼面上の熱伝達率の分布は吹き出し孔近傍では乱流平板の熱伝達率式に従うが、下流に進むにつれて本来の層流熱伝達率に漸近する。

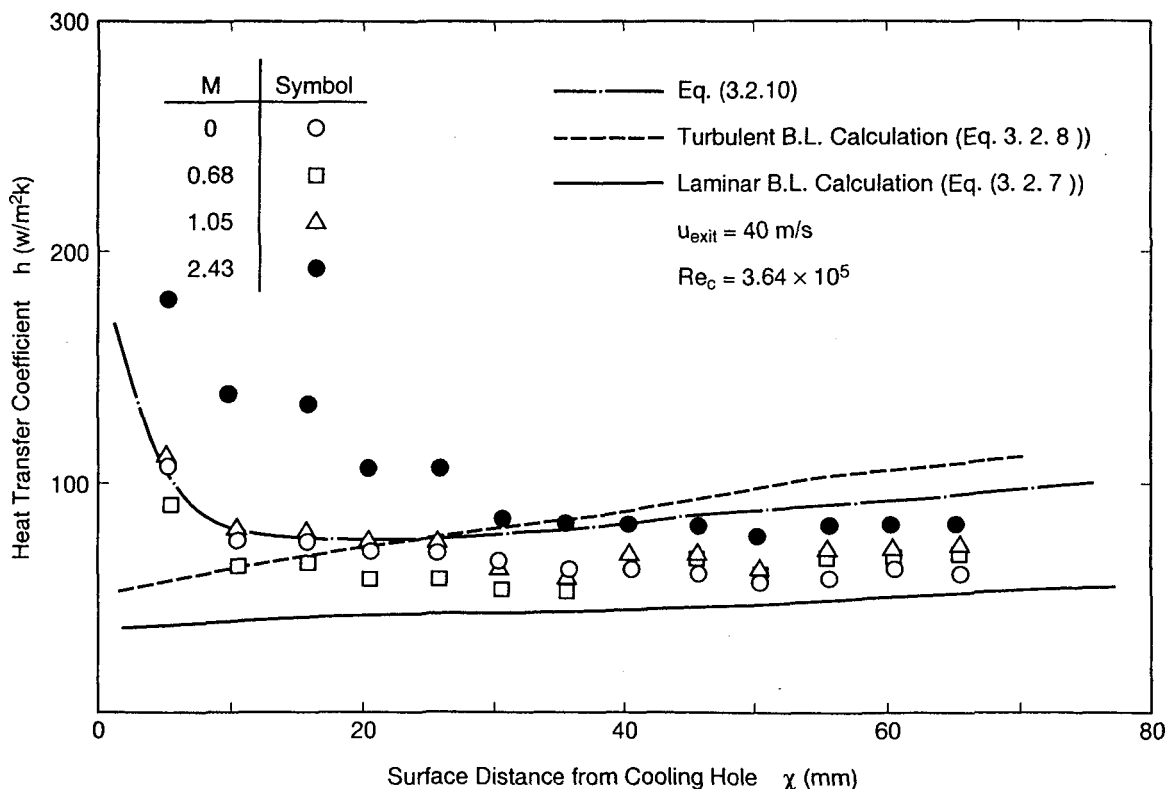


図3.2.8 吹き出しによる翼面熱伝達率への影響

(3) フィルム冷却効率

曲率一定の条件で、主流の加速パラメータおよび主流乱れのフィルム冷却効率への影響を調べる目的で翼のピッチを変え、図3.2.6に示すごとく主流の加速率を変えて翼面上のフィルム冷却効率を測定した。^[3] 背側のフィルム冷却孔より吹き出した場合の翼ピッチおよび主流乱れをパラメータとした場合のフィルム冷却効率の変化を図3.2.9に示す。図3.2.9より、翼背側（凸面）においては、主流加速パラメータおよび主流乱れのフィルム冷却効率への影響は小さいことがわかる。一方、同様の方法で翼腹側（凹面）のフィルム冷却孔より吹き出した場合のフィルム冷却効率の変化を図3.2.10に示す。主流の乱れの小さい $\tau_{\infty} = 0.5\%$ の場合、吹き出し孔近傍では、翼のピッチを大きくすることによる主流加速パラメータが減少することのフィルム冷却効率への影響は小さいが、吹き出し孔より十分に離れた下流では、翼のピッチが増加することによりフィルム冷却効率が低下する傾向が現れている。一方、主流乱れが大きい $\tau_{\infty} = 3\%$ の場合、フィルム冷却効率は

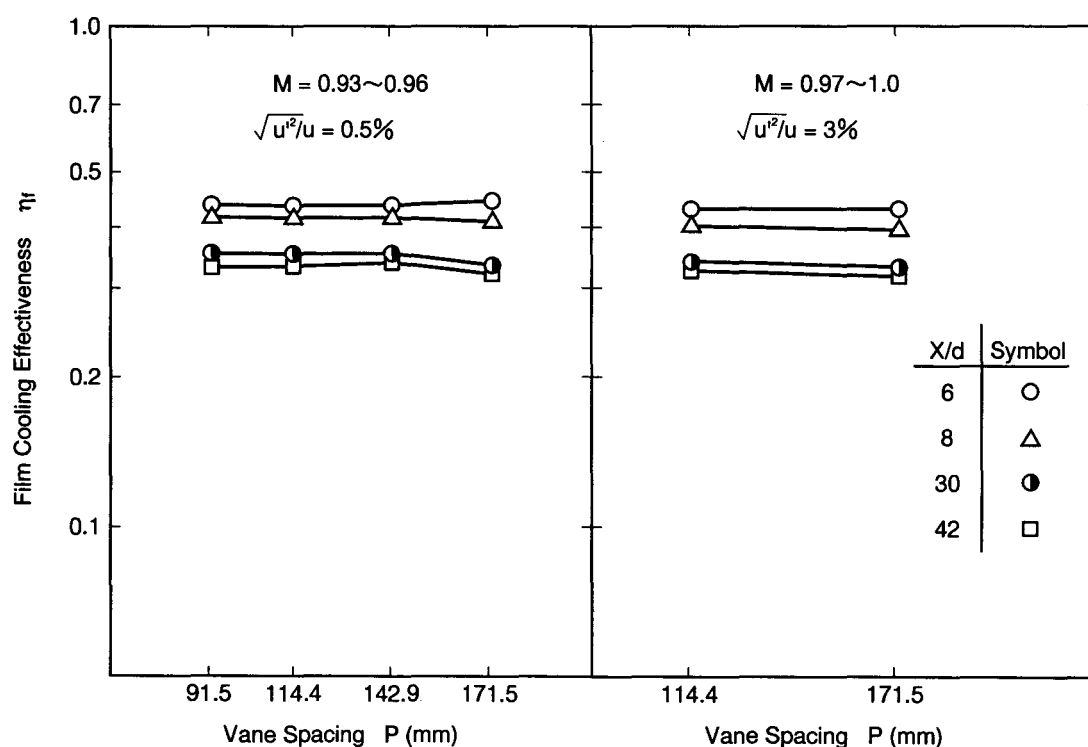


図3.2.9 翼背側吹き出し時ピッチを変化させた場合のフィルム冷却効率への影響

翼のピッチを大きくすることにより急激に減少することが明らかになった。これは凹面の加速パラメータが大きい場合、境界層の不安定性が、押さえられるが、主流の加速パラメータが減少するにつれてこの不安定性が増大し、境界層内における主流とフィルム冷却空気の混合が促進されるためと考えられる。

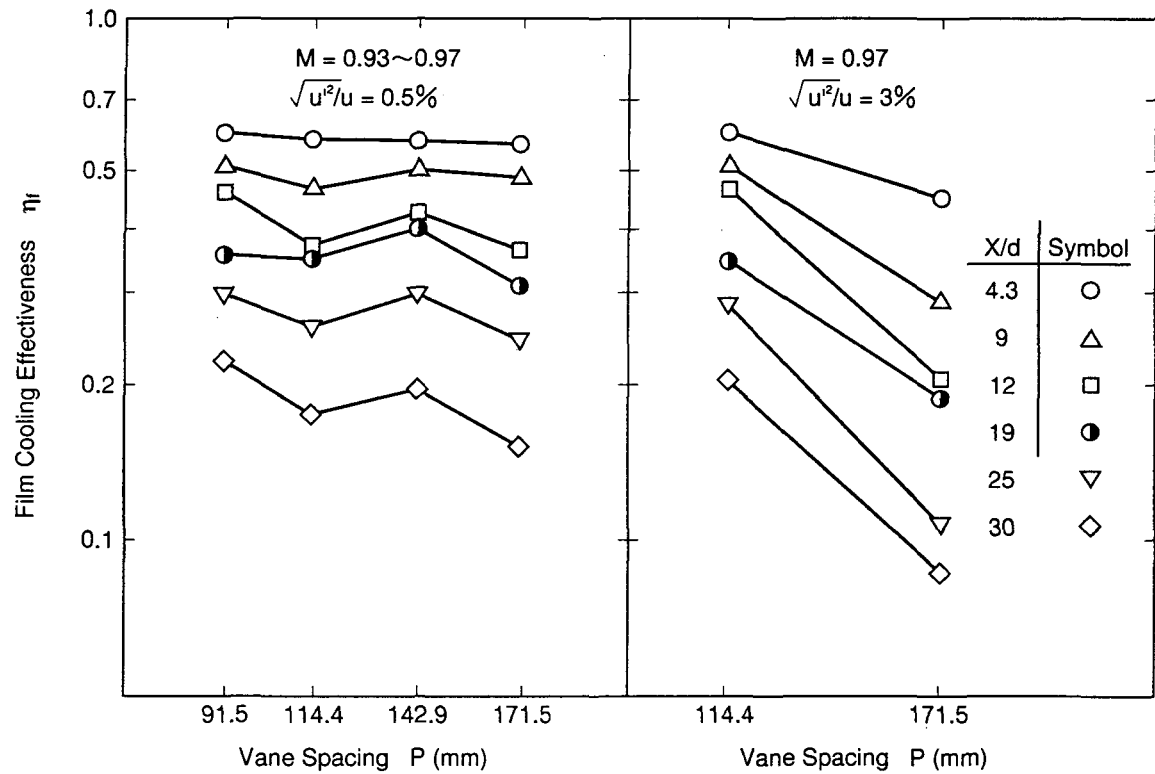


図3.2.10 翼腹側吹き出し時ピッチを変化させた場合のフィルム冷却効率への影響

翼背側，翼腹側に設けたフィルム冷却孔より加熱したフィルム冷却空気を吹き出して，フィルム冷却孔の下流翼壁に埋め込んだ熱電対で壁温度を測定することによってフィルム冷却効率を測定した。翼背側および翼腹側のフィルム冷却効率の測定結果を，無次元距離 x/MS で整理してそれぞれ図3.2.11および図3.2.12に示す。これらの結果より，フィルム冷却効率の測定結果を基に翼背側および翼腹側のフィルム冷却効率を表わす実験式((3.2.11) および (3.2.12))を得た。^[4]

$$\text{翼背側} \quad \eta_f = \frac{C}{2.8 + 0.0270 (x/MS)} \quad (3.2.11)$$

$$\text{ここで, } C = 1.5 / M^{0.3} \quad M < 1.0$$

$$C = 1.5 / M^{0.8} \quad M \geq 1.0$$

$$\text{翼腹側} \quad \eta_f = \frac{1}{1.67 + 0.00456 (x/MS)^{1.6}} \quad (3.2.12)$$

第2章で述べた平板面上の2列のフィルム冷却孔からの吹き出しと比較するために，平板面上のフィルム冷却効率の値を図3.2.11，図3.2.12中に図示した。図3.2.11より翼背側におけるフィルム冷却効率は平板上のフィルム冷却効率に比較して高くなっている。これは凸面では境界層は安定でフィルム冷却空気は壁に沿って流れるためと考えられている。一方，図3.2.12より翼腹側における，フィルム冷却効率はフィルム孔より下流において平板上のフィルム冷却効率よりも急激に減少する傾向を示している。図3.2.11および図3.2.12中には，比較のために平板面上のフィルム冷却効率を調べた Pederson^[5] の結果を記入した。また，タービン静翼の背側のフィルム冷却効率を調べた Lander^[6] およびタービン動翼の背側および腹側のフィルム冷却効率を調べた Ito^[2] 等の文献値も合せて記入した。

翼背側のフィルム冷却効率に関しては，Lander^[6] 等のフィルム冷却効率の測定結果と良く一致している。また，Ito^[2] 等は，タービン動翼を用いて背側のフィルム冷却効率を測定したが，背側の凸面ではその曲率，加速パラメータの影響は小さく，ほぼ式(3.2.11)で推定可能であることが明らかである。一方，図3.2.12より，Ito 等のフィルム冷却効率の測定値は翼腹側においては，本研究で得

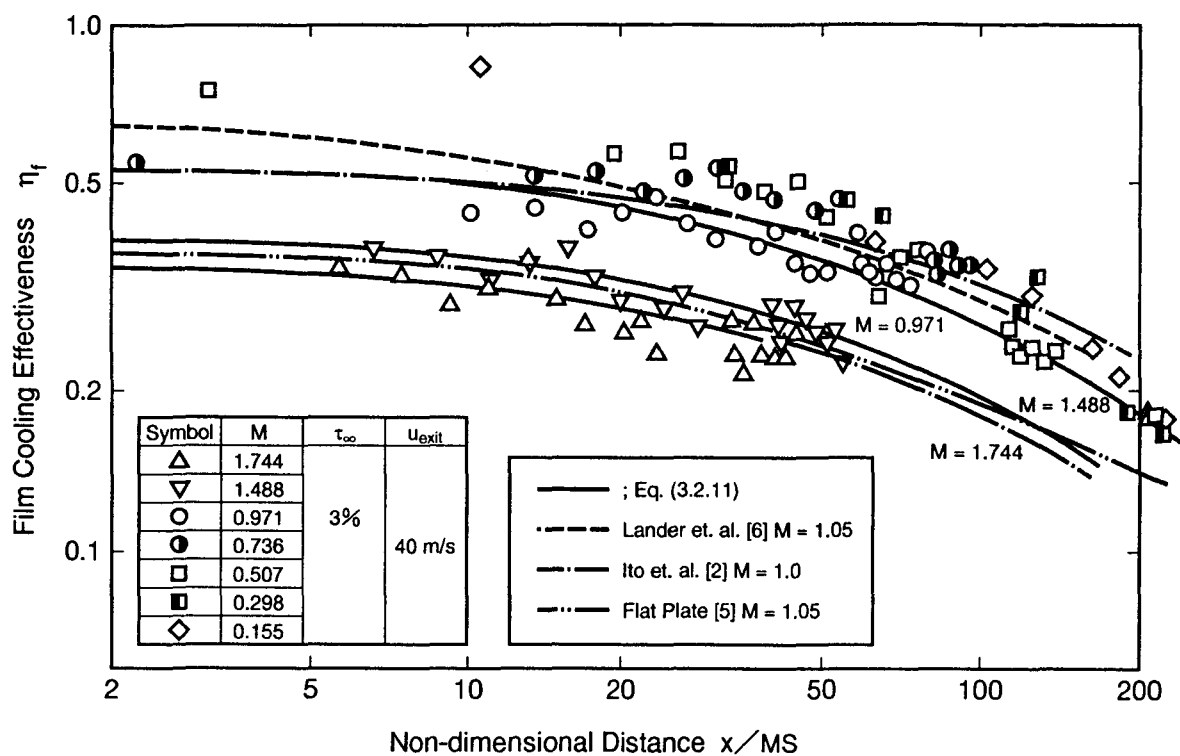


図3.2.11 翼背側吹き出しにおける翼面のフィルム冷却効率

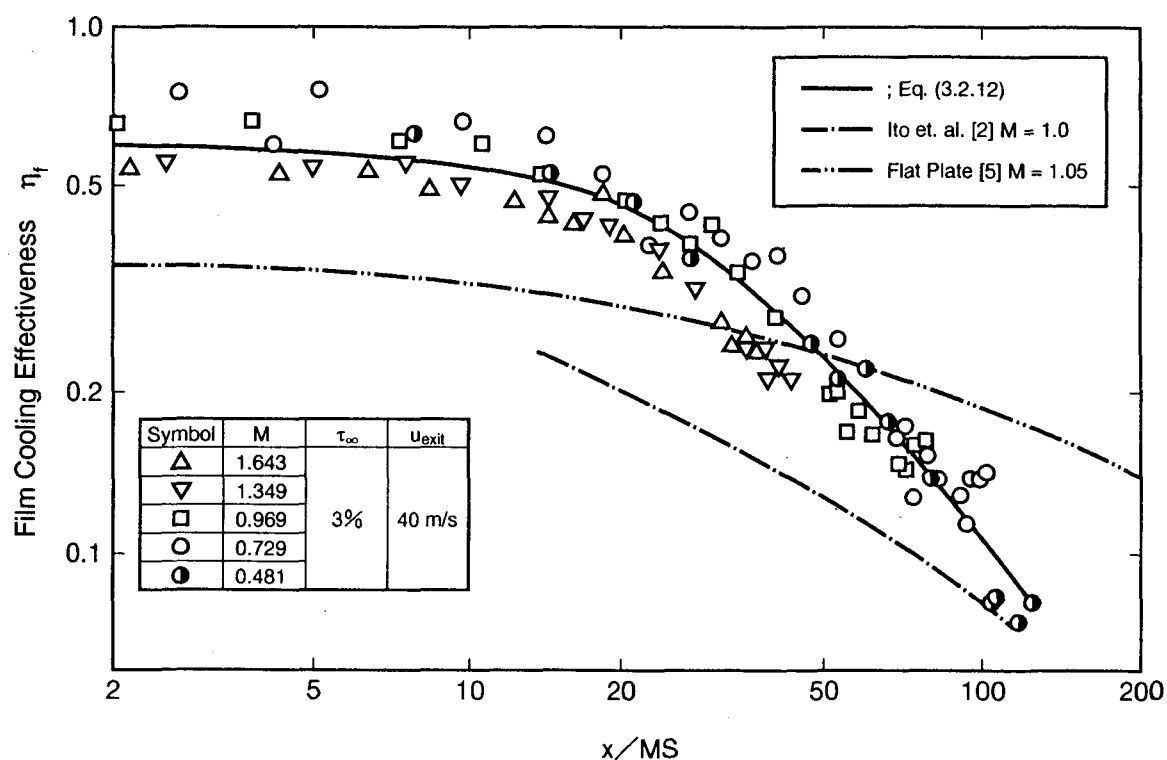


図3.2.12 翼腹側吹き出しにおける翼面のフィルム冷却効率

られた値よりも低くなっている。これはタービン動翼では、静翼に比べて曲率半径が小さいためと考えられる。すなわち、凹面の曲率のフィルム冷却効率への影響が非常に大きいと言える。

第1段静翼モデルの翼背側および翼腹側に設けたフィルム冷却孔より冷却空気を吹き出して、質量流束比 M をパラメータにフィルム冷却効率 η_f を測定した結果を、質量流束比 M および無次元距離 x/d で整理した形で図3.2.13および図3.2.14に示す^[8]。これらの結果から吹き出し孔近傍においては、翼背側におけるフィルム冷却効率は、質量流束比 M が小さいほど高くなり、 M の増大とともに低下する。これは、フィルム冷却空気が M の増加に伴って主流に貫通するために吹き出し孔近傍のフィルム冷却効率は低下すると考えられる。フィルム冷却孔から充分離れた $x/d=40$ の下流においては、 $M=0.5$ 付近に極大値が存在する。質量流束比 M の値が0.5よりも小さい場合は主流との混合による境界層内のフィルム温度の上昇のため、また質量流束比 M が大きい場合には主流に貫通し混合するために、二次空気の増加量は直接フィルム冷却効率の増加に結びつかないためである。

一方、翼腹側におけるフィルム冷却効率は、吹き出し近傍において質量流束比 $M=0.5$ 付近で極大値を取る。しかし、質量流束比 M の増加に伴ってフィルム冷却効率は減少する。この理由は翼背側におけるフィルム冷却空気の挙動と同じであるが、翼腹側の凹面上では境界層の不安定性^[9]で非常に強い混合が生じているために、フィルム冷却空気が主流に貫通するまでに混合して翼面近傍にとどまるフィルム冷却空気が存在する。このために質量流束比 M が増加しても翼背側ほどにはフィルム冷却効率は低下しない。この現象は、吹き出し部より下流におけるフィルム冷却効率 η_f の値で明らかである。すなわち、 $x/d=40$ においては、質量流束比 M の増加に比例してフィルム冷却効率 η_f は増加している。本実験範囲の質量流束比においては、翼面近傍の境界層的な主流とフィルム冷却空気は翼面腹側では良く混合し、厚い層となって翼をおおうと考えられる。

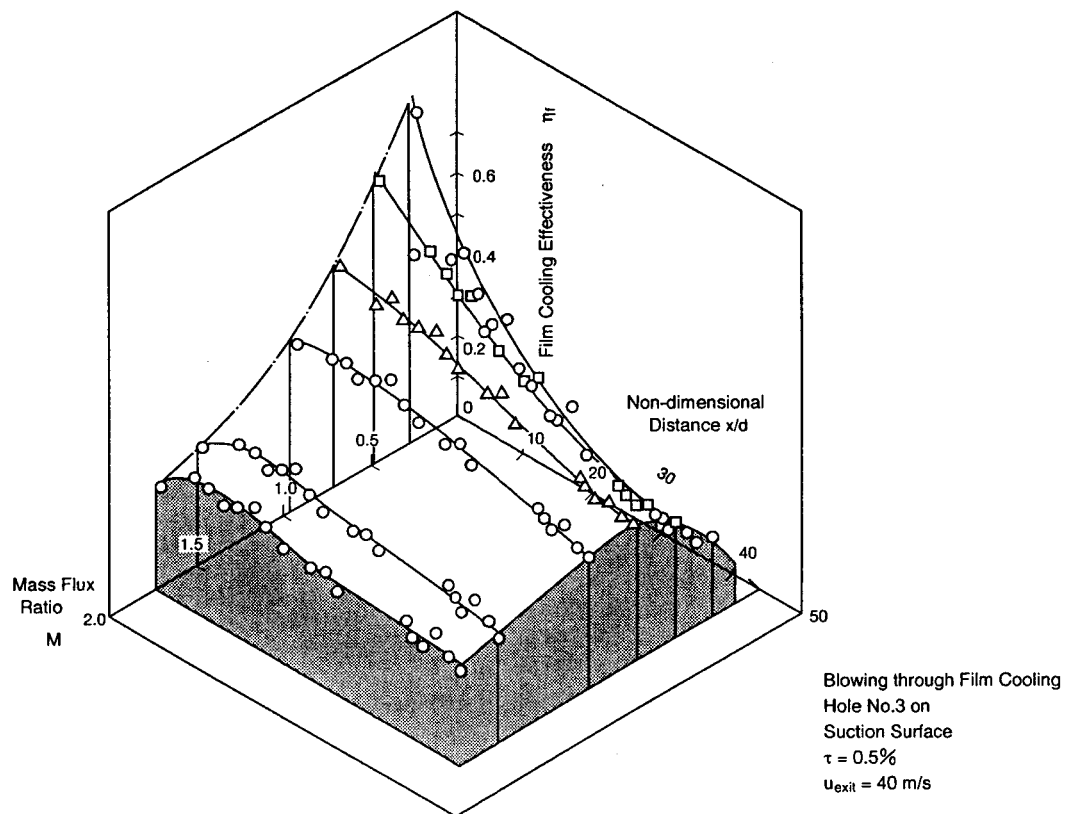


図3.2.13 翼背側吹き出しにおける翼面のフィルム冷却効率

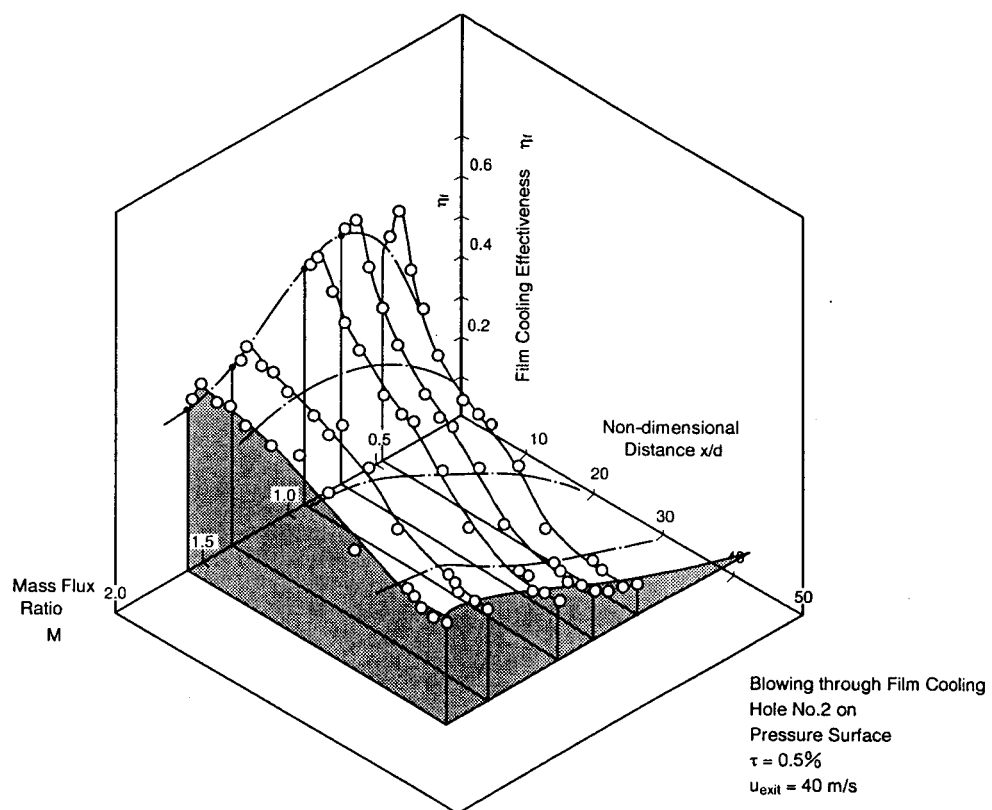


図3.2.14 翼腹側吹き出しにおける翼面のフィルム冷却効率

3.3 第1段動翼の二次元翼列伝熱実験

3.3.1 実験装置

典型的な高温産業用ガスタービンのタービン第1段動翼の平均径断面（翼50%高さ）の拡大モデルを用いて二次元低速翼列風洞による伝熱実験を実施した。風洞は大気吸込型のもので、翼列の概略を図3.3.1に示す。翼列は5枚の翼で構成され、中央の1枚がフィルム冷却孔を設けた中空翼であり、それらの両側に各2枚のソリッド翼を配置している。さらにソリッド翼の外側に、翼面形状と同一の壁を設けて半ピッチの流路を確保している。主流は常温状態とし、加熱したフィルム空気をフィルム冷却孔より吹き出して実験を行った。本実験の翼列の諸寸法を表3.3.1に示す。

表3.3.1 第1段動翼翼列寸法

Chord	230.2 mm
Height	300 mm
Pitch	195.6 mm
Aspect Ratio (height/chord)	1.30
Air Inlet Angle	46.3 °
Air Exit Angle	24.6 °

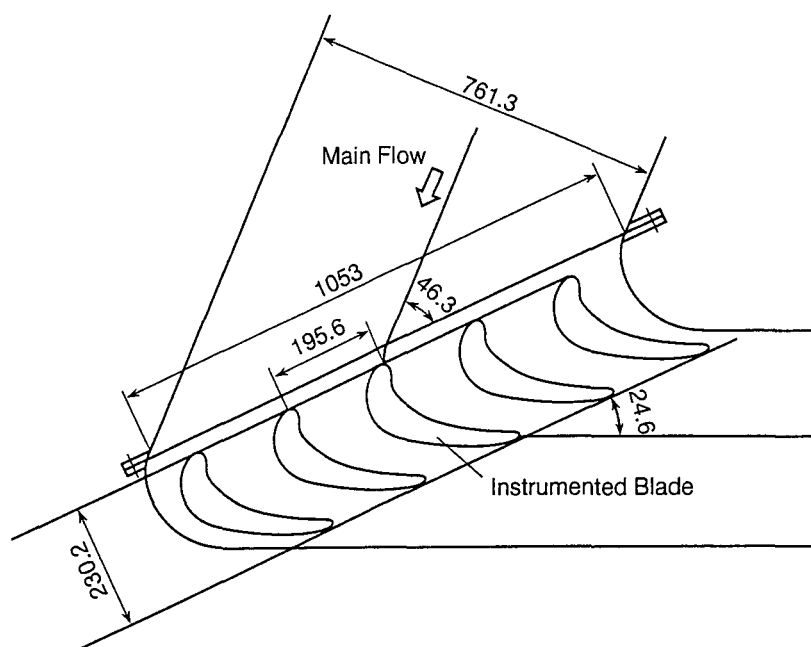


図3.3.1 第1段動翼の翼列実験寸法

(1) 供試翼および測定方法

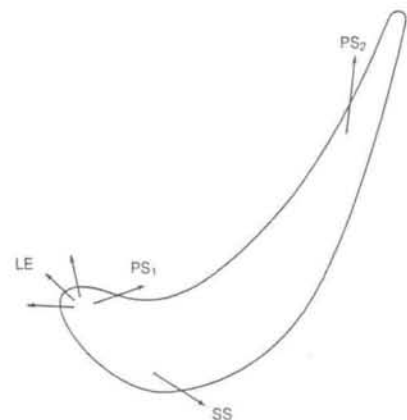
3.2 節で述べた静翼の場合と同じ方法により、ベークライト製の翼面にニッケル薄箔抵抗体をはりつけた翼モデルにより翼面熱伝達率の分布を測定し、またベークライト製の翼面に断熱壁温度を測定する熱電対を埋め込んだ翼モデルにより翼面のフィルム冷却効率を測定した。翼面のフィルム冷却効率を測定する翼モデルの写真を図3.3.2にフィルム冷却孔の位置および寸法を表3.3.2に示す。



図3.3.2 第1段動翼フィルム冷却効率測定翼モデル

表3.3.2 第1段動翼モデルフィルム冷却孔寸法

Location	Number of Row n	Hole Diameter d [mm]	Pitch p [mm]
LE	3	2.0	12.4
SS	1	2.6	9.2
PS ₁	1	2.6	9.2
PS ₂	1	2.0	6.7



なお翼面熱伝達率およびフィルム冷却効率は翼高さ中央において測定しそれらの測定方法は、3.2.1 節の(2) 項で述べた方法と同じである。

3.3.2 実験結果および考察

(1) 翼面の速度分布

翼面の静圧分布を測定し、その値より翼面上の境界層外線に沿う速度分布を求めた結果を図3.3.3 に示す。

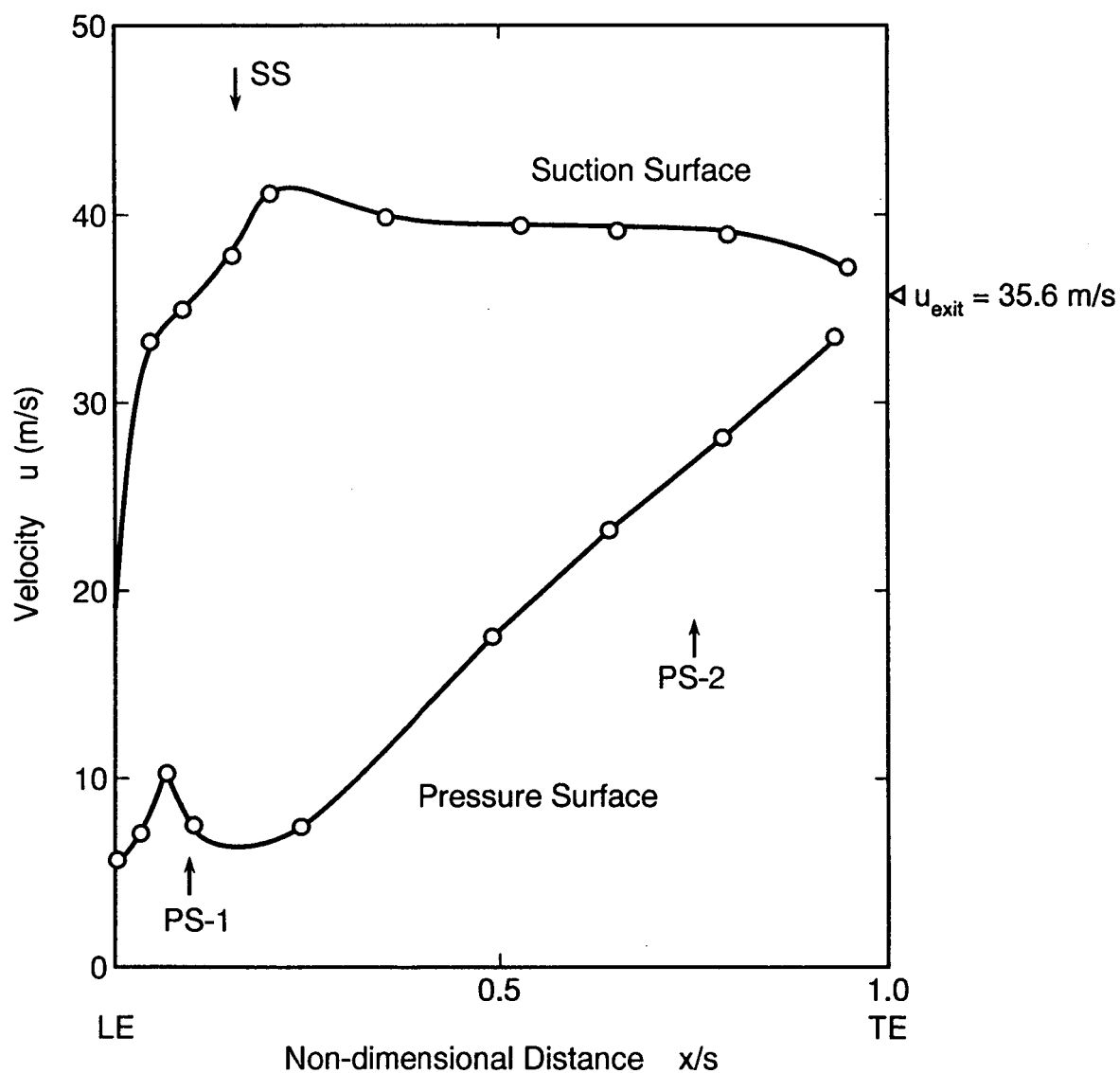


図3.3.3 第1段動翼翼面速度分布

(2) 翼面の熱伝達率分布

タービン動翼では、回転運動により動翼への流入角が変化する。この実機設計に際しては平均流入角を用いるが、実機では静翼の1ピッチを回転する間に流入角は約 $\pm 7^\circ$ 変化する。また実機の部分負荷時には、第1段動翼へ主流は背側から流入するために、流入角の熱伝達率への影響を十分把握しておく必要がある。^[12]

動翼への主流が負の流入角を持つ場合の熱伝達率を調べた結果を図3.3.4に示す。この結果によると主流が翼背側から流入しても、翼背側の熱伝達率はほとんど影響を受けず、一方翼腹側では、熱伝達率が10~15% 増加する。また正の流入角の影響を調べた結果を図3.3.5に示すがこの場合正の流入角の主流が翼腹側から流入するために、翼前縁の加速流の部分ではく離が生じて、翼背側の熱伝達率は、正規の流入角の値に比較して翼前縁近傍で50%, 翼背側中央で100%増加することがわかる。主流のタービンへの流入角が正の場合、翼背側の熱伝達率への影響が非常に大きいことが明らかになった。これとは逆に、翼腹側の熱伝達率は50%~40% 翼前縁近傍で低下する。

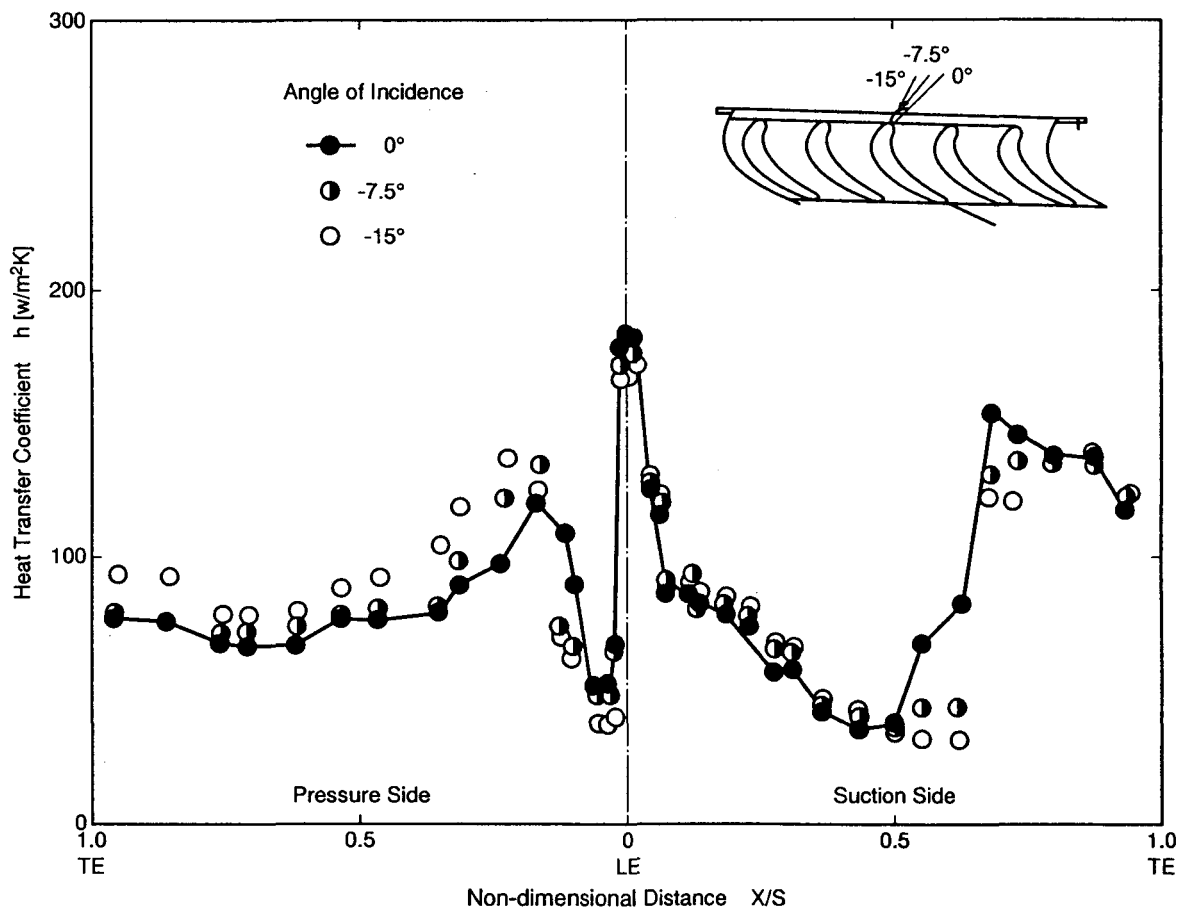


図3.3.4 負の流入角の第1段動翼翼面熱伝達率への影響

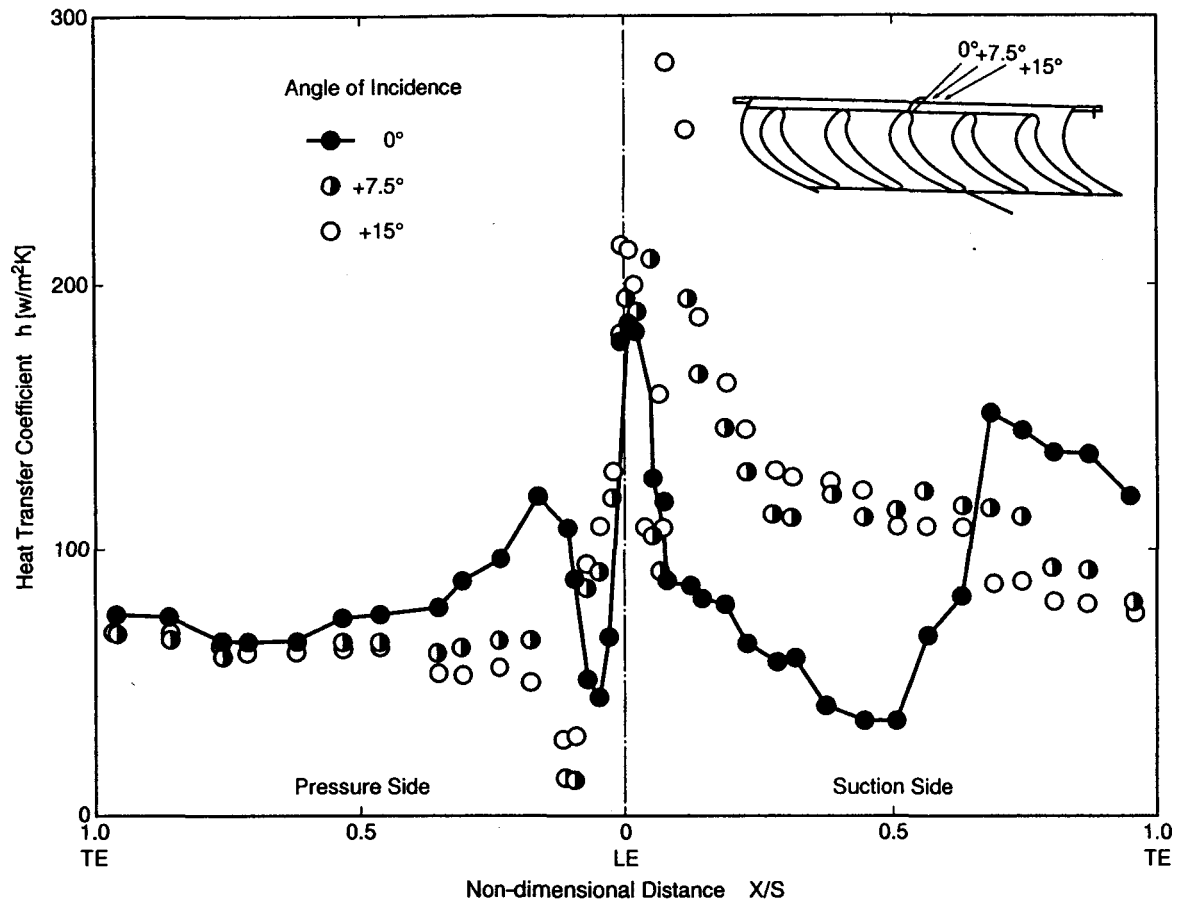


図3.3.5 正の流入角の第1段動翼翼面熱伝達率への影響

(3) フィルム冷却効率

表3.3.2に示したように、翼前縁に設けたフィルム冷却孔(LE)、翼背側(SS)および翼腹側(PS1, PS2)のそれぞれの位置から加熱したフィルム空気を吹き出して、翼面上のフィルム冷却効率を測定した後、フィルム冷却孔1ピッチにわたり平均化して、平均フィルム冷却効率 $\overline{\eta}_f$ を求めた。この結果を無次元距離 x/MS で整理し、図3.3.6～図3.3.8に示す。翼前縁で吹き出した空気は翼背側と翼腹側に半分ずつ流れると仮定し、相当スロット S' の算出には翼前縁にある3列の内1.5列のフィルム冷却孔の寸法を用いた。

図3.3.6に示した翼前縁(LE)の吹き出しによるフィルム冷却効率を、図3.3.7の翼背側(SS)のフィルム冷却効率と比較すると、翼前縁(LE)からの吹き出しのフィルム冷却効率は翼背側のフィルム冷却効率に比べ10%程度低い、ほぼ同じ傾向を示している。この翼前縁(LE)からの吹き出しにおけるフィルム冷却効率を図3.3.8に示す翼腹側のフィルム冷却効率と比較すると両者はほぼ一致してい

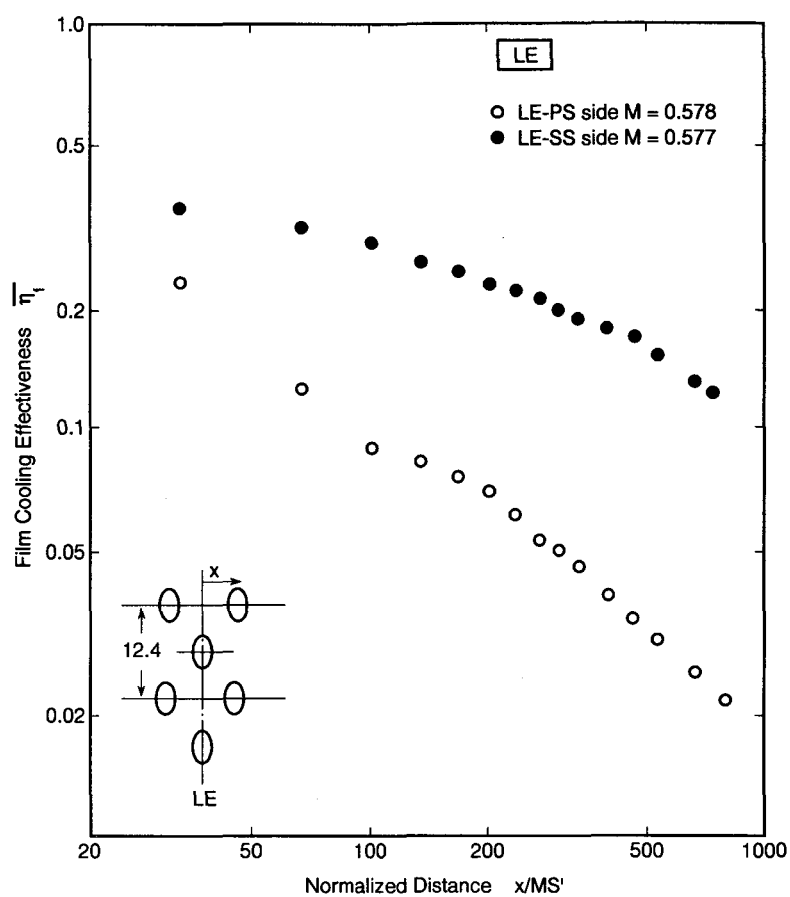


図3.3.6 動翼前縁(LE)から吹き出した場合のフィルム冷却効率

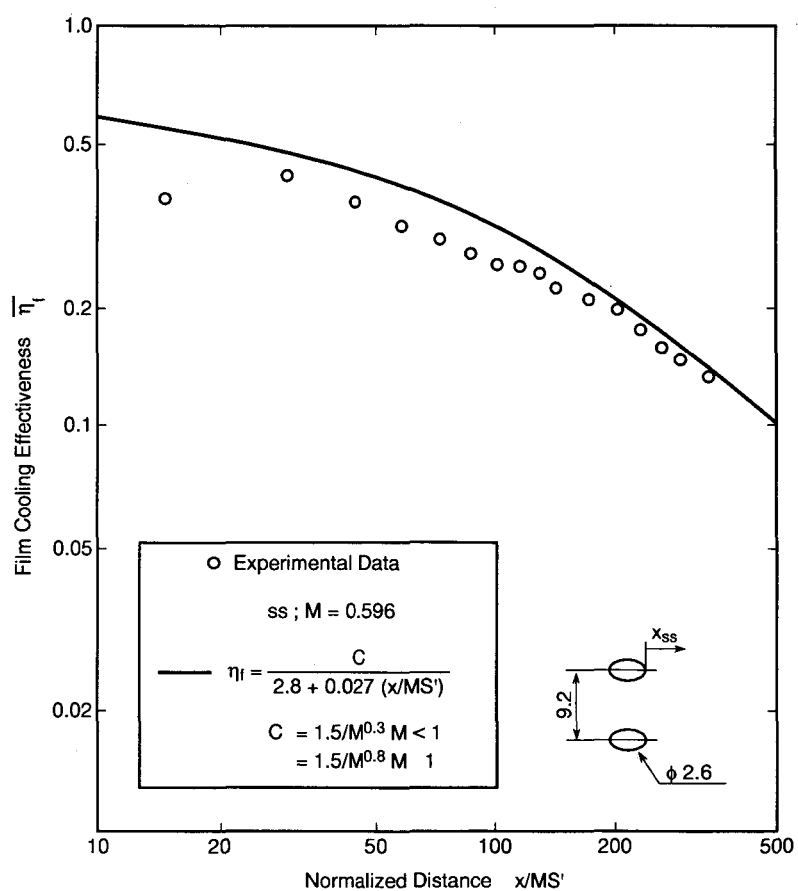


図3.3.7 動翼背側(SS)から吹き出した場合のフィルム冷却効率

ることがわかる。

翼腹側には2ヶ所のフィルム冷却孔(PS1, PS2)を設けたが、図3.3.8に示すごとく、翼前縁に近い(PS1)からの吹き出しの方がフィルム冷却効果が低くなっている。この理由は、図3.3.3に示した速度分布より(PS1)の位置が翼面速度の減速域に位置していることと、(PS1)の位置が凹面の曲率が大きい箇所に存在していて、曲率の影響を強く受けているためであると考えられる。一方、フィルム冷却孔(PS2)は後縁近くに位置しており、その位置における主流は強い加速流であり、かつ凹面の曲率が小さく平面に近いために、フィルム冷却効率が高くなっている。

翼背側のフィルム冷却孔(SS)よりの吹き出し時のフィルム冷却効率を、3.2節の第1段静翼の翼列実験を基に作成した式(3.2.11)と比較して図3.3.7に示す。図3.3.7より、タービン翼面の背側におけるフィルム冷却効率は式(3.2.11)で推定出来ることが明らかになった。

一方、タービン翼面の腹側におけるフィルム冷却効率を推定する式として静翼の翼腹側におけるフィルム冷却効率を推定する式(3.2.12)を作成したが、(PS1)からの吹き出し時のフィルム冷却効率の測定値と式(3.2.12)の推定値を比較し

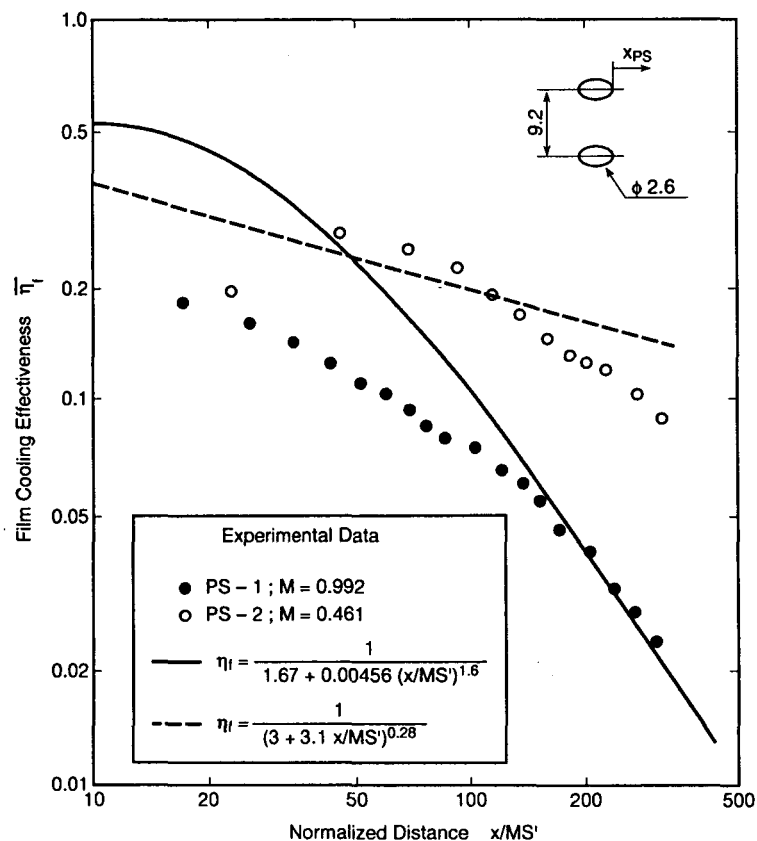


図3.3.8 動翼腹側(PS1, PS2)から吹き出した場合のフィルム冷却効率

て図3.3.8 に示しているが、式 (3.2.12) より求めたフィルム冷却効率は、動翼の場合、低目の値となる。これは、動翼は静翼に比べて翼腹側の凹面の曲率半径が小さく、曲率の影響をより強く受けるためと考えられる。また、平板に近い箇所である後縁に近い翼腹側の(PS2)におけるフィルム冷却効率の測定値は、平板に関して実験式が得られているPedersonの式と比較して、図3.3.8 に示した。図3.3.8 より、後縁近傍の翼腹側のフィルム冷却効率は、ほぼ平板の式で推定可能である。

タービン動翼の翼モデルを用いて、低速風洞でフィルム冷却効率を測定した結果を、Ito^[2]ならびにDring^[7]の同種の実験結果と比較して、図3.3.9 に示す。Ito, Dring は、航空用エンジンの高圧タービン第1段動翼を用いて実験を行っているため翼型の違いがあり厳密には比較出来ないが、翼背側、翼腹側とも良く一致しているといえる。

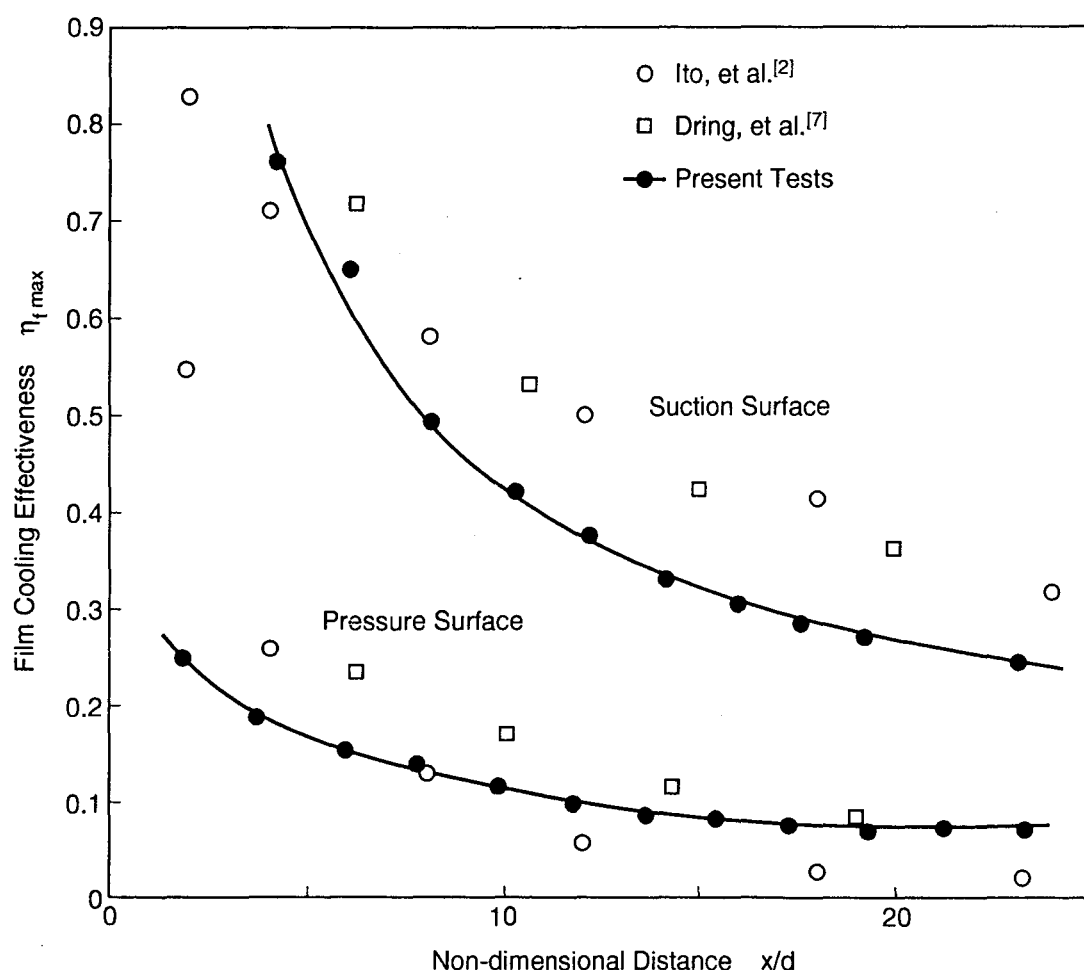


図3.3.9 動翼面上のフィルム冷却効率の比較

3.4 結 論

典型的な産業用の高温ガスタービンの第1段静翼および第1段動翼の翼モデルを用いて二次元低速翼列実験により、翼面の熱伝達率、ならびにフィルム冷却効率を測定した結果、下記の結論を得た。

- 翼面の熱伝達率は、翼前縁は流れに直角に置かれた円柱まわりの式 (3.2.9) で推定出来る。また、翼背側、翼腹側は乱流平板熱伝達率分布の式 (3.2.8) で概略推定出来る。
- 翼面の曲率を一定に主流加速パラメータを変化させた場合、翼背側ではフィルム冷却効率への影響は全くない。これに対して翼腹側では、翼のピッチを増加させると、すなわち空力負荷が増加するほどフィルム冷却効率が低下する。特に主流乱れが大きい場合にこの傾向が強く現われる。
- タービン静翼の翼背側および翼腹側におけるフィルム冷却効率は実験式 (3.2.11) および式 (3.2.12) で推定できる。
- フィルム冷却孔の存在は、吹き出しが無い場合でも翼面の熱伝達率を促進する効果がある。吹き出し空気量を0から増加させると、最初は翼面の熱伝達率は減少するが、さらに吹き出し空気量を増加させると、翼面の熱伝達率も増加する。(フィルム冷却空気を微少量吹き出すことは、フィルム冷却孔を滑らかにして、翼面の熱伝達率を減少させる。)
- 主流がタービン動翼へ負の流入角で流入すると、翼面の熱伝達率にほとんど影響を与えない。反対に主流が $7.5 \sim 15^\circ$ の正の流入角で流入すると、翼背側の熱伝達率を最大100%増加させる。
- タービン動翼背側のフィルム冷却効率は式 (3.2.11) で推定出来る。翼腹側におけるフィルム冷却効率の値は動翼は静翼に比べてフィルム冷却孔が位置する凹面の曲率が大きいために、式 (3.2.12) で得られる値よりも低い値となる。また、タービン動翼の後縁に近い翼腹側のフィルム冷却効率は、ほぼ平板面上でのフィルム冷却効率式で推定できる。

第3章の文献

- [1] Muska, J.F., Fish, R.W., and Suo, M., "The Additive Nature of Film Cooling from Rows of Holes," Trans. ASME Journal of Engineering for Power, Vol.98 , pp.457-467, 1976.
- [2] Ito, S., Goldstein, R.J., and Eckert, E.R.G., "Film Cooling on a Gas Turbine Blade, " Trans. ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 100, pp.476-481, 1978.
- [3] Nakahara, T., Aoki, S., and Takeishi, K., "Effect of Surface Pressure Distribution of Gas Turbine Vane on Film Cooling," 14th International Congress of Combustion Engines (CIMAC), Paper No.GT6, Helsinki, 1981.
- [4] Sato, T., and Takeishi, K., "Investigation of the Heat Transfer in High Temperature Gas Turbine Vanes," ASME Paper 87-GT-137, 1987.
- [5] Pederson, D.R., Eckert, E.R.G., and Goldstein, R.J., "Film Cooling with Large Density Difference between the Mainstream and the Secondary Fluid Measured by the Heat Transfer Analogy," Trans. ASME Journal of Heat Transfer, Vol.99, pp.620-627, 1977.
- [6] Lander, R.D., Fish, R.W., and Suo, M., "External Heat Transfer Distribution on Film Cooled Turbine Vanes," Journal of Aircraft, Vol.9, 10, pp.707-714, 1972.
- [7] Dring, R.P., Blair, M.F., and Joslyn, H.D., "An Experimental Investigation of Film Cooling on a Turbine Rotor Blade," Trans, ASME Journal of Engineering for Power, Vol.102, pp.81-87, 1980.
- [8] Sato, T., and Takeishi, K., "Turbine Cooling Technology for High Temperature Industrial Gas Turbine," Seminar on Rotating Machines, Bandung, Indonesia, 1988.
- [9] Schwarz, S.G., and Goldstein, R.J., "The Two-Dimensional Behavior of Film Cooling Jets on Concave Surfaces," ASME Paper 88-GT-161, 1988.

- [10] 甲藤好郎, “伝熱概論”, 養賢堂, 1971.
- [11] Takeishi, K., Aoki, S., Sato, T., and Tsukagoshi, K., “Film Cooling on a Gas Turbine Rotor Blade,” Trans. ASME. Journal of Turbomachinery, Vol.114, pp.828-834, 1992.
- [12] Takeishi, K. and Sato, T. “Heat Transfer Research in the High Temperature Industrial Gas Turbines,” Int. Symposium on Heat Transfer in Turbomachinery, Athens, Greece, 1992.
- [13] Gauntner, J.W., and Gladden, H.J., “Film Cooling on the Pressure Surface of a Turbine Vane,” NASA Paper TM X-3536, 1977.
- [14] Eckert, E.R.G., Goldstein, R.J., Patanker, S.V., and Simon, T.W., “Studies of Gas Turbine Heat Transfer : Airfoil Surfaces and End-Wall Cooling Effects,” AD-A244055, AFOSR-TR-91-0954, p.46, 1991.

第4章 環状翼列による第1段静翼伝熱実験

4.1 まえがき

最近の高温産業用ガスタービンにおいては、高温ガスに耐える冷却を実施するために第1段静翼および第1段動翼に複雑な冷却構造を採用する必要性が生じている。このために、タービン翼の製造コスト、複雑な冷却構造が内部に入るに十分な翼の厚さならびに空力性能を最適化して、翼枚数を低減した低ソリディティ、低アスペクト比翼を採用する傾向にある。このような低アスペクト比のタービン翼では、三次元の流れ場が翼表面の熱伝達率およびフィルム冷却のみならずシュラウド面のそれにも強い影響を与える。高温ガスに耐える信頼性の高い冷却翼を開発するためには、翼面の二次元翼列実験の結果のみでは不十分で、これらの三次元の流れ場の効果についても十分把握しておく必要がある。

タービン翼間の複雑な流れについては多くの研究者によって研究されており Sieverding^[1] によって、これらの研究のレビューがなされている。しかしながら、タービン翼間の熱伝達すなわち、熱伝達率とフィルム冷却への影響を調べた文献は非常に少ない。

Blair^[2] は、拡大翼モデルを用いてシュラウド面上のフィルム冷却効率と熱伝達率分布を調べた。Graziani^[3] は、動翼モデルを用い、シュラウド面と翼面の熱伝達率には入口境界層流れが影響していることを明らかにした。また、York^[4] 等は、高温翼列風洞でシュラウド面の熱流束を2本の熱電対で測定することにより熱伝達率分布を測定した。さらに Gauglar^[5] 等は、シュラウド面上の流れの可視化像と熱伝達率の分布との関係を直接比較した。また Goldstein^[6] 等は、シュラウド面近傍の動翼面のフィルム冷却効率をナフタレン昇華法で精密に測定し、二次流れのフィルム冷却効率への影響を明らかにした。

これらの実験はいずれも二次元翼を用いたセクター形状の翼列で実施されたもので、空力条件としては、半径方向の圧力バランスが実機をシミュレートし

ていない。そこで、実機と同じ圧力条件を満たすために環状翼列風洞を用いて、低アスペクト比 ($l/c=0.5$) の静翼を供試体として、シュラウド面および翼面の熱伝達率とフィルム冷却効率への 3 次元の流れ場の、影響を明らかにした。本章の内容は主に文献 [7], [8], [9], [10] に発表した内容をまとめたものである。

4.2 タービン内の流れ場

現在までに明らかになっているタービン内の流れに基づいて、タービン流路内の二次流れの熱伝達率およびフィルム冷却効率におよぼす影響をレビューする。

タービン流路における流体の流れは多くの研究者によって流れの可視化あるいは流れを直接測定することによって研究されて来た。最近では、タービンの翼間流れを粘性解析コードで解くことも行われている。これらの成果を基にタービンの第 1 段静翼の流路における三次元流れ場を表わす概念図を図 4.2.1 に示す^[11]。シュラウド面上に発達した入口境界層中の流体粒子は、翼前縁とシュラウド面の接合する箇所で圧力分布により下向きに押され、そして巻き上がり、いわゆる馬蹄渦を形成する。馬蹄渦の翼腹側の端はシュラウド近くの運動量の低い流れと一緒に、一般に流路渦として知られる渦と合体する。馬蹄渦の翼背側の端は、翼前縁の背側にくっついており、翼背側のシュラウド上に発達した境界層の剝離線に達するまで留まっている。馬蹄渦の翼背側の一端は、剝離線に達すると、シュラウドから離れて急速に流路渦の近くの翼背側に沿って下流方向に発達し、いわゆるカウンター渦となる。カウンター渦と流路渦の相対的な位置関係は、翼列の配置と全体の流れに依存する。馬蹄渦の両端が通過する経路およびシュラウドに近接した低運動量流れ(クロスフロー“B”)の経路は、翼列の配置と空力的負荷によって決まる流路を横ぎる強い圧力勾配に強く依存する。

シュラウドの剝離線は、タービン静翼に近づくシュラウド面上の境界層として形成される。一方、アタッチメント線は、静翼に流入する境界層流れを翼部

で背腹に分離するものであるが、これらを図4.2.1 に示している。最後に注目しておくべき箇所は、翼の後縁のちょうど下流部のウェーク域である。空冷タービン翼では、非空冷翼のそれと比較して後縁部分に冷却空気の放出用通路を設ける必要がある分後縁が厚いゆえ、強いノズルウェークが発生する。

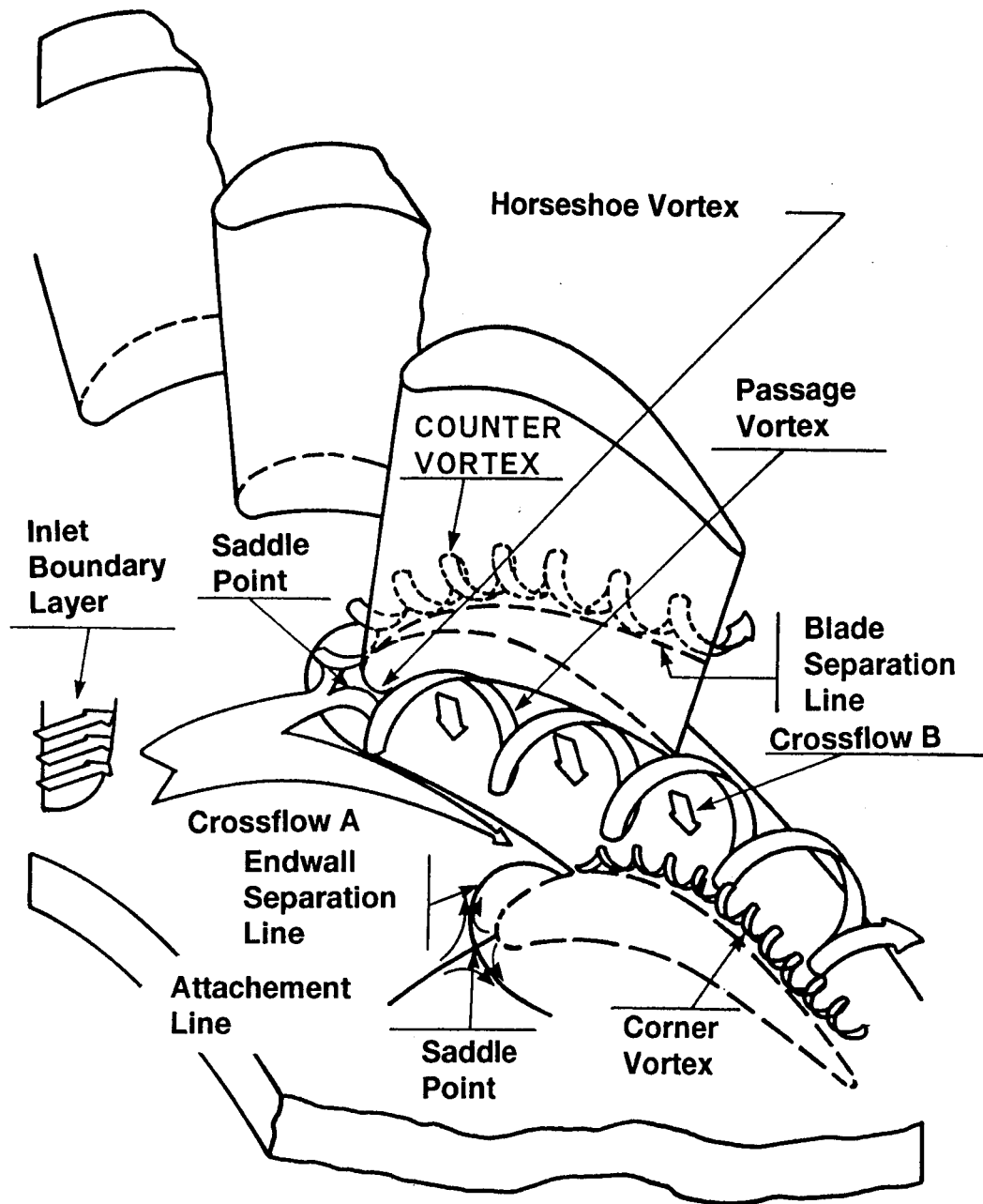


図4.2.1 シュラウド面上の二次流れモデル

4.3 環状翼列伝熱実験

4.3.1 実験装置

本実験は、内径400mm、外径550mmの環状翼列伝熱実験装置を用いて、大気吸込の状態で行なったが、環状翼列伝熱実験装置の概略を図4.3.1に示す。また、その写真を図4.3.2に示す。環状翼列伝熱実験装置は、アスペクト比 $l/c = 0.5$ の13枚の静翼から構成されている。環状翼列伝熱実験装置の平均径（翼50%高さ）における翼のピッチ，座標は3.2節で述べた二次元翼列実験と同一となっている。

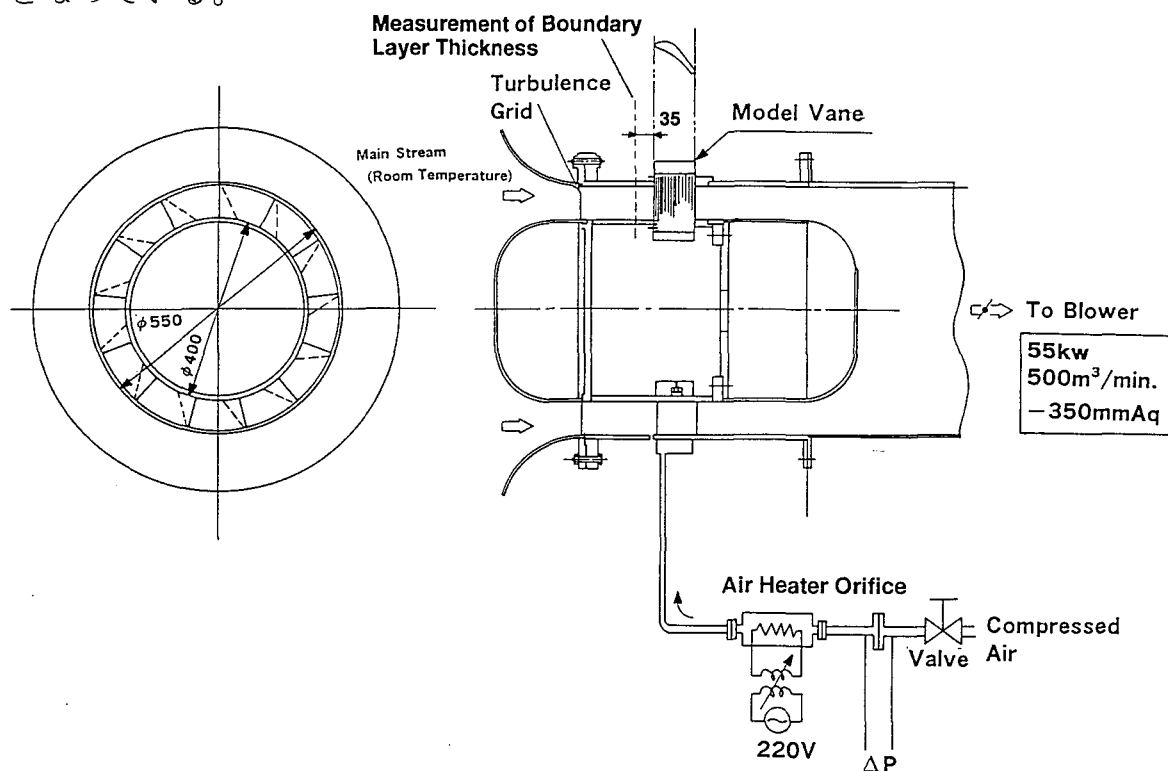


図4.3.1 低速環状翼列伝熱実験装置

環状翼列伝熱実験における主流乱れは、翼列前に設置した乱流格子により与えられており、この環状翼列伝熱実験における代表的な実験状態は入口流速15m/s, 出口流速40m/sである。図4.3.1に示す翼前縁より前方35mmの位置で測定した内外シュラウド面上に発達した境界層厚さ δ_{99} は1.9mmであり、この値は翼高さの2.5%に相当する。なお、翼中央の前縁部で測定した主流乱れの強さ τ は2.7%であった。翼のコードと高さはそれぞれ $c = 150.3$ mmおよび $l =$

75.0mmであり，コード長 c 基準のレイノルズ数 Re_c は 6.1×10^5 である。

(1) 供試翼

環状翼列を構成するタービン第1段静翼の形状は，第3章で実験に用いた第1段静翼の翼型と同一である。平均径断面（翼高さ50%で $r = 237.5\text{mm}$ ）における翼列は，第3章で述べた二次元翼列実験と座標およびピッチを同一にしている。翼は高さ方向に同じ形状ゆえ，翼のピッチとコードの比（ p/c ）および後縁半径とスロートの比（ r/s ）は，内側シュラウド側から外側に向かってそれぞれ 0.644から 0.885，0.0784 から 0.0456 である。

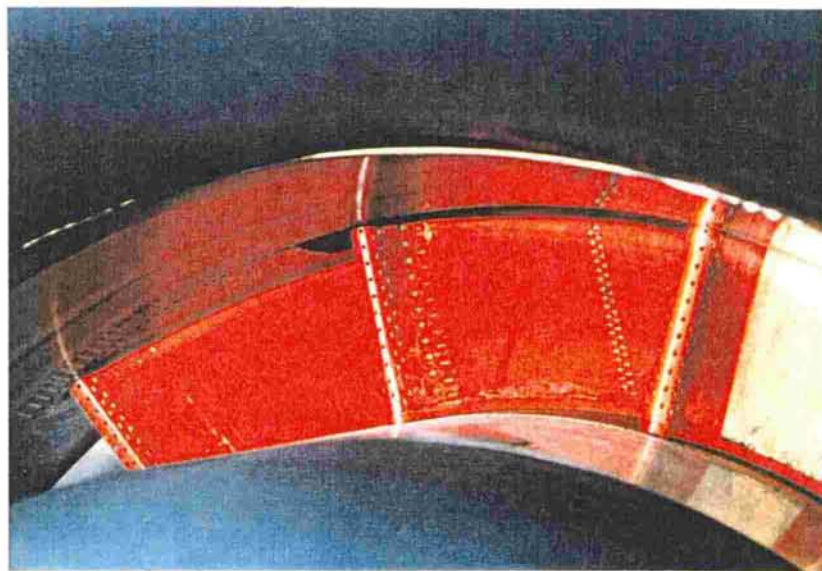
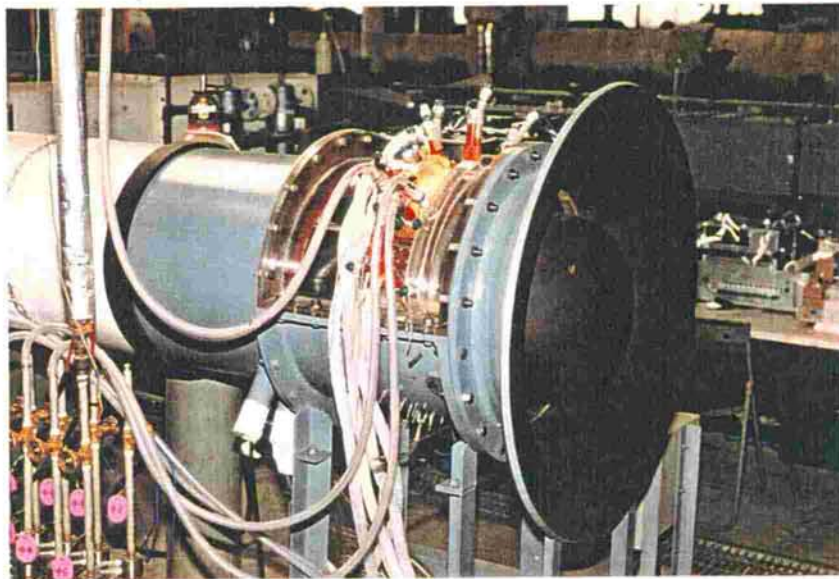


図4.3.2 低速環状翼列伝熱実験装置

翼面の熱伝達率およびフィルム冷却効率を測定する目的で、13枚の翼の内6枚の翼が、熱伝導率の低いベークライト材で製作されている。この6枚に相当する部分の内外シュラウドは、その面上の熱伝達率、ならびにフィルム冷却効率を測定するために、ベークライト材で製作されている。翼にあげられたフィルム冷却孔の寸法、および配列も第3章で述べた二次元翼と同一である。

内側シュラウド面および外側シュラウド面には、翼の前縁部から後縁部にかけて、図4.3.3に示す位置にフィルム冷却孔を設けている。図4.3.3のフィルム冷却孔をⅠ～Ⅲの記号をつけて区別する。1列のフィルム冷却孔を翼前縁近傍に、また2列のフィルム冷却孔を千鳥配列で翼のスロート部と前縁～スロート部の中間の位置に配置した。これらのフィルム冷却孔は直径 $d = 1.5\text{mm}$ 、ピッチ p ／直径 $d = 3.0$ で、フィルム冷却孔の吹き出し角はシュラウド面と 30° をなしその方向は境界層外の流れと同一方向をなしている。

(2) 測定方法

翼面およびシュラウド部の局所熱伝達率の測定にはニッケル薄箔抵抗体を用いた。局所熱伝達率の測定に用いた抵抗体は、厚さ $5\mu\text{m}$ のニッケル箔を 0.3mm 厚さのガラスエポキシ基板に圧着した後ニッケル箔が矩形のヒータになるよ

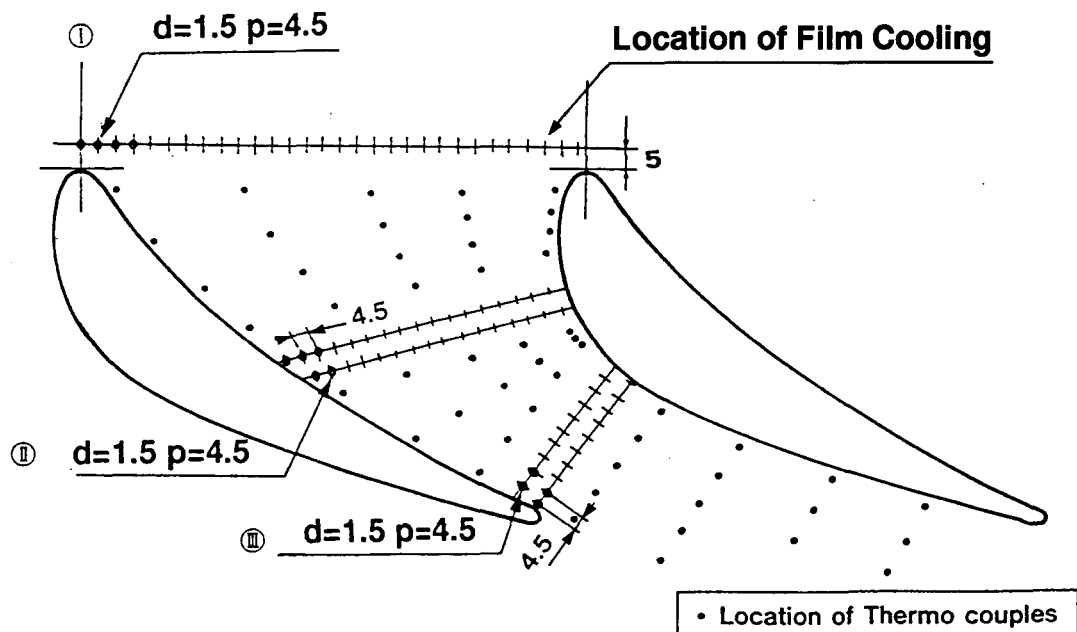


図4.3.3 シュラウド面上のフィルム冷却孔位置

うフォトエッチングで加工したものであり翼面およびシュラウド面の局所熱伝達率は、測定箇所にはられたヒータの電気加熱量と測定点の抵抗体壁温度より求めた。翼部には巾 2.5~5.0mm の薄箔抵抗体を74枚、一方シュラウド面には巾 5mm の薄箔抵抗体を47枚はりつけた。この翼表面の温度を測定するために、16.7, 50.0, 83.7 (%) の高さに素線径 0.1mm の K 型熱電対を合計 134 点埋め込んでいる。この翼面に取り付けた熱電対の位置を図4.3.4 に示す。

熱伝達率を測定する熱電対を翼表面に埋めた後、表面を磨き滑らかにし、その表面にエポキシ系の接着材でニッケル薄箔抵抗体をはりつけた。翼面の熱伝達率を測定する測定翼の写真を図4.3.5 に示す。熱伝達率を測定する翼モデルは、シュラウド壁にあけた翼と同形状の穴を通して半径方向に移動可能に製作しているために、翼を半径方向に移動し熱電対位置を移動することによって必

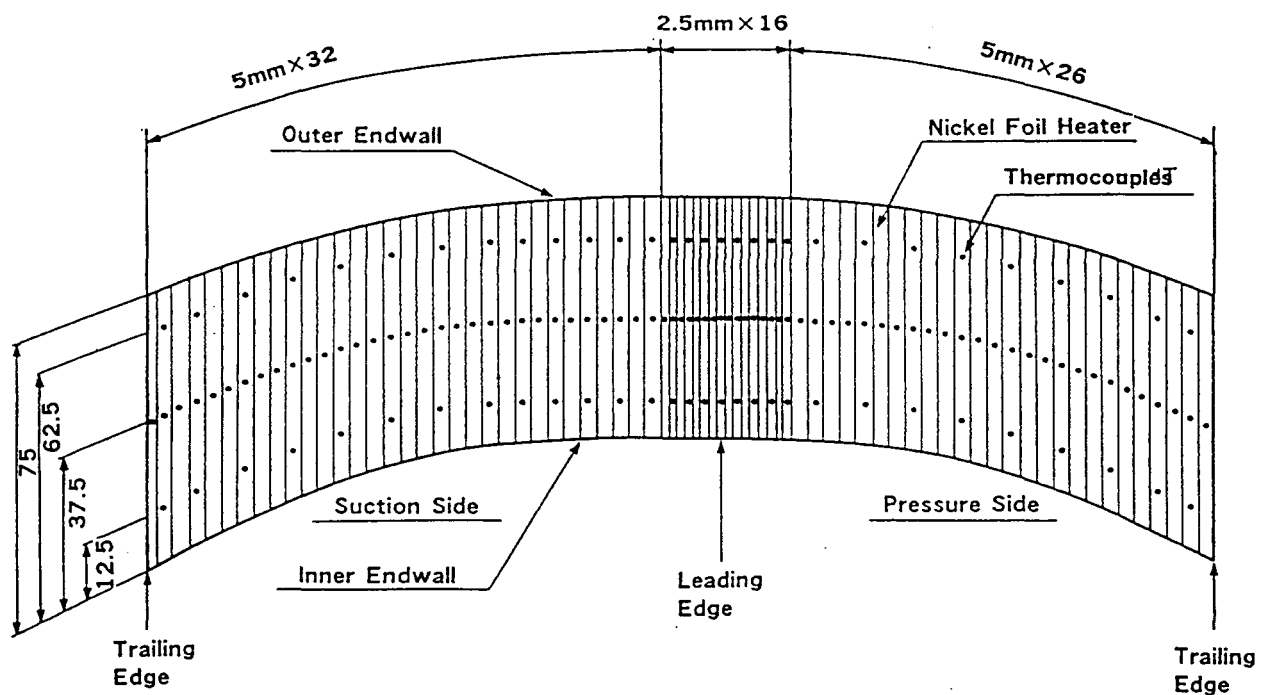


図4.3.4 翼面の熱電対埋込み位置

要な位置における壁温度の測定が可能である。本実験では、半径方向に翼を移動させて、高さ方向で7ヶ所16.7, 33.3, 50.0, 58.3, 66.7, 83.7および91.7(%)において翼面の熱伝達率の分布を測定した。

内側シュラウドおよび外側シュラウドにも翼面と同様に熱伝達率を測定する目的で、巾5mmの47枚のニッケル薄箔抵抗体に1枚当り5点、計235点の熱電対を埋め込んでいる。本測定方法による局所熱伝達率の測定誤差は、平板等の既存のデータと測定値を比較することによって、 $\pm 10\%$ 以下であることを確かめている。

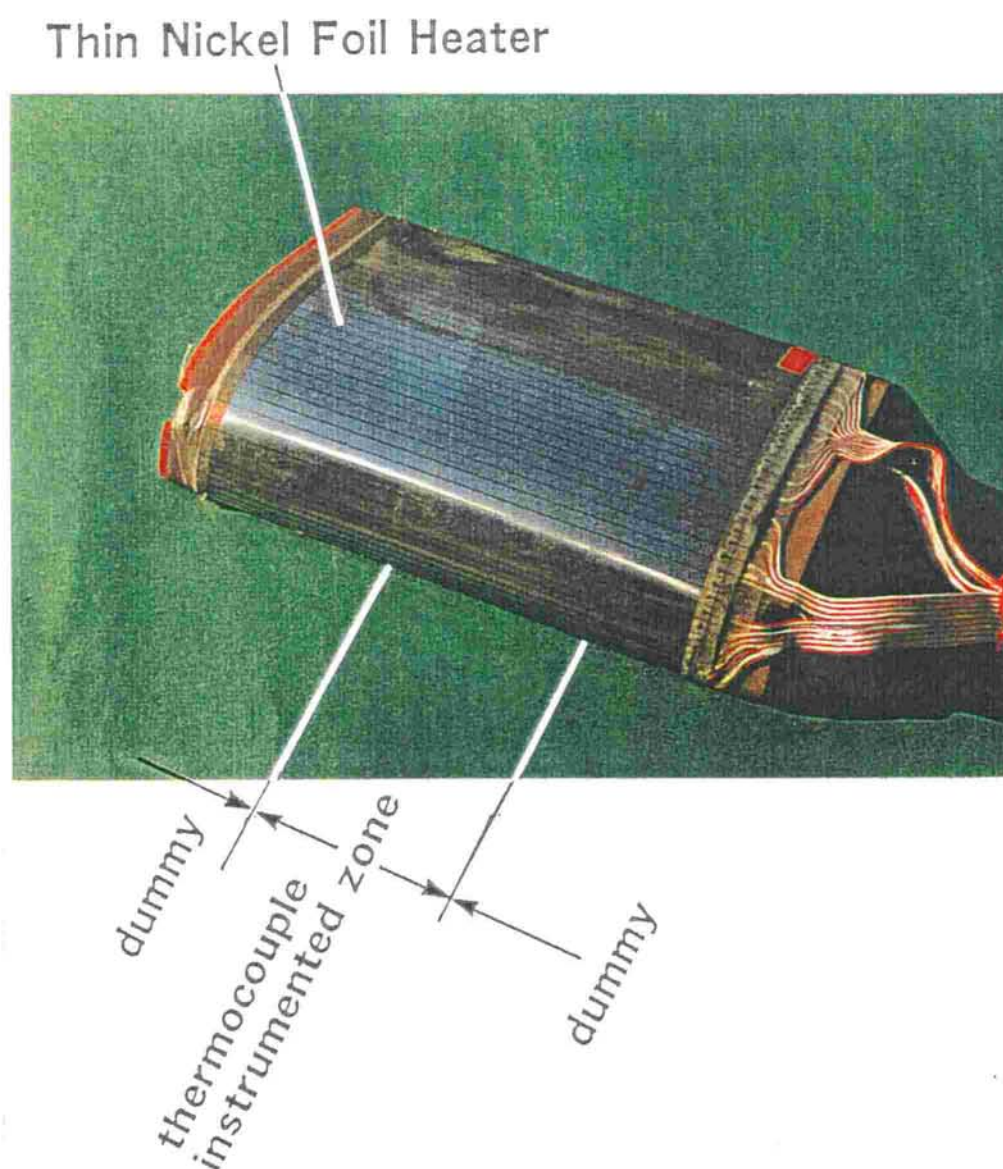


図4.3.5 熱伝達率分布測定翼

フィルム冷却実験は、主流を室温とした条件で、加熱した空気をフィルム冷却孔から吹き出すことによって行なったが、フィルム冷却効率を測定するに当たっては、熱伝達率分布を測定する翼およびシュラウドとは異なった翼とシュラウドを用いて実験を行った。このフィルム冷却効率を求めるために、翼面およびシュラウド面に埋め込んだ素線径 0.1mm の K 型熱電対で断熱壁温度を測定した。埋め込んだ熱電対の総数は翼部で 192 点、内外シュラウド部でそれぞれ 102 点である。翼面およびシュラウド面に埋め込んだ熱電対で壁温度を測定することと並行して、赤外線放射温度計を用いて翼部の背腹面の温度分布測定を行った。なお翼背側では、翼後縁側から反射鏡を用いて、赤外線放射温度計で壁温度を測定した。また、翼表面には放射率がほぼ 1.0 であるカーボンブラック塗料を塗って放射率の補正の必要性を無くし、さらに赤外線放射温度計で測定した壁温度を壁に埋め込んだ熱電対の温度と比較して校正した。

ニッケル薄箔抵抗体からの熱伝導等の熱の散逸によってフィルム冷却効率の測定精度が低下することが無いことを確認するために、炭酸ガスをトレーサとし、その濃度分布からフィルム冷却効率を測定する方法を併用した。

(3) 二次流れの可視化方法

低速流れにおける境界層近傍の流れの可視化法として有用な方法が Langston と Boyle^{〔12〕} によって開発された。この方法は、供試体上に溶油性のマーカーをドットでマトリックス状に塗っておき、主流気流中に溶材を霧状に噴霧し、マーカーの表面が溶け境界層流れに沿って流れる時を見はからって噴霧を中止し、主流気流で乾燥させると、供試体表面に流線が残るという方法である。この方法は原理的には、油膜法と同じであるが、可視化像を恒久的に残すことが可能であり、Gaugler と Russell はこの方法を二次元翼を用いた直線形状のモデルのシュラウド面の流れの可視化に応用している。^{〔5〕}

環状翼列伝熱実験における翼面上およびシュラウド面上の流れを可視化するためには、Boyle 等の方法を発展させる形で、可視化表面の性状、マーカーの選定、塗布法、溶材について検討した結果、OHP シートに OHP 用マーカー（ペンテル OPM4W）を全面均一に塗り、サリチル酸メチルを霧状に噴霧する方法が有効であることを見い出した。

4.3.2 実験結果および考察

(1) 翼面の速度分布

入口流速 $u_{in} = 13.3 \text{ m/s}$ における翼面の速度分布を、主流全圧 P_t と翼面にあけた静圧タップで測定した静圧 P_s より求めた結果を図4.3.6に示す。この図4.3.6より、翼の空力的負荷が外側ほど増加していることが明らかである。これは、翼のピッチとコード比 p/c が外側ほど大きいためである。50%翼高さにおける速度分布は、第3章で述べた二次元の翼列実験のそれとほぼ一致している。そこで翼高さ50%の断面では、流れの二次元性が保たれていると判断できる。

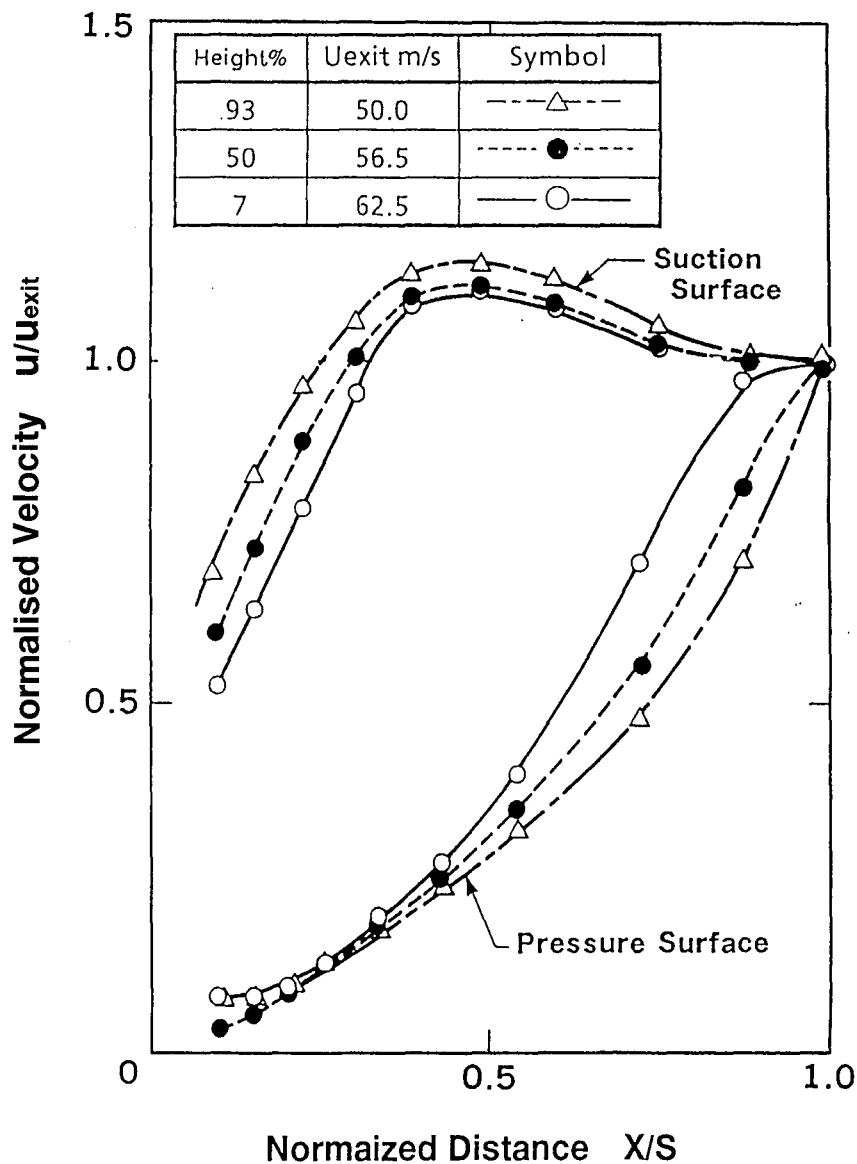


図4.3.6 翼面速度分布

(2) 二次流れの可視化

OHP 用マーカとサリチル酸メチルにより翼面および内外シュラウド面の流れの可視化を行った結果を図4.3.7～図4.3.9に示す。図4.3.7に示す翼表面の流れの可視化結果は、翼前縁を中心とする形で展開して示している。これらの流れの可視化図は、翼面およびシュラウド面上の流れ場の空力的特徴を示している。流れの可視化図は、翼面およびシュラウド面上の熱伝達およびフィルム冷却を解釈する上で役立つものである。

図4.3.7より、翼背側においては、限界流線は、翼の中央に向かって収斂していることが明白である。翼背側に存在する剥離線は、外側の剥離線は内側の剥離線よりも中央近くまで入っている。これは、翼の外側の方が空力負荷が高いためである。図4.3.7の翼背側の $x/s \approx 0.5$ において塗料がたまっている理由は、翼面流れの減速域で層流バブルがこの部分で発生しているためと考えられる。これとは逆に、翼腹側では、限界流線は二次元翼腹側の流れ場と同じような形を示している。

図4.3.8, 図4.3.9には、内外シュラウド面上に存在する馬蹄渦、シュラウド上の流れ“A”，“B”，剥離線，およびノズルウェークが鮮明に示されている。

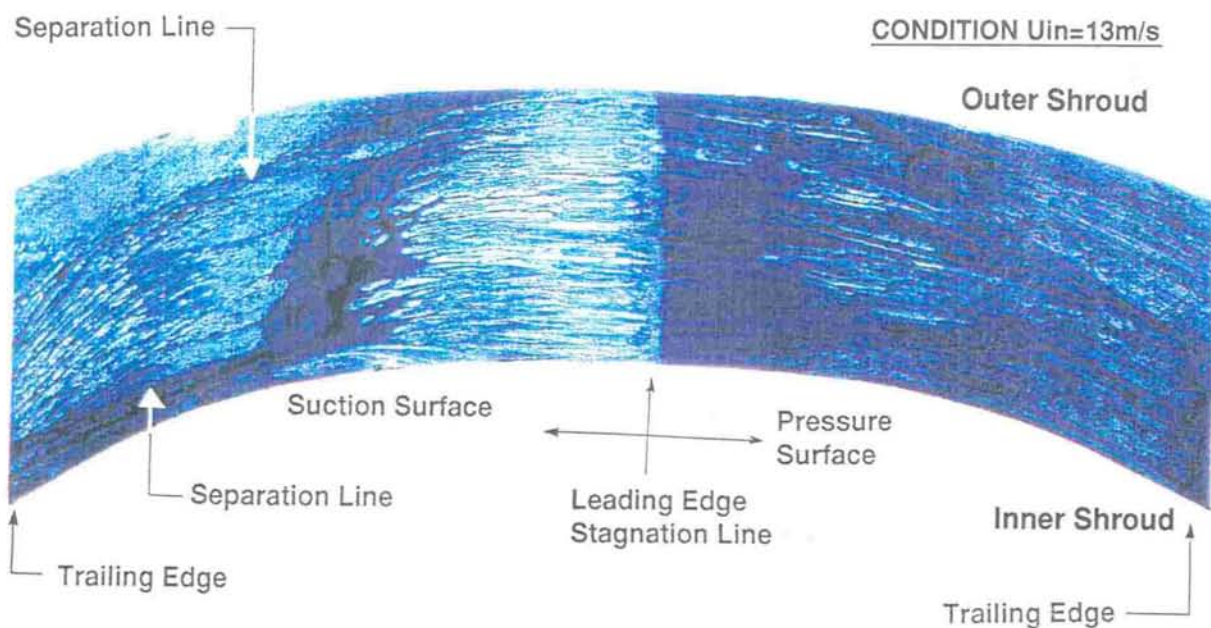


図4.3.7 低アスペクト比翼の翼面上の流れの可視化

これらの図4.3.8, 図4.3.9 を図4.3.7 と合わせて流線を注意深く観察すると, 低アスペクト比の第1段静翼の三次元流れ場を理解することが出来る。図4.3.8, 図4.3.9 より明らかなごとくシュラウド面上の剥離線は, 翼背側の最も流速の速い位置に達している。図4.3.7 に示される翼背側の両シュラウド側から始まり翼中央に向かう剥離線は, 丁度この位置から始まっており, 流路渦は, この点でシュラウドを離れ, 翼背側に沿って下流側に流れる。図4.3.8, 図4.3.9 を比較すると, クロスフロー“B”は外側のシュラウド面上の方が強

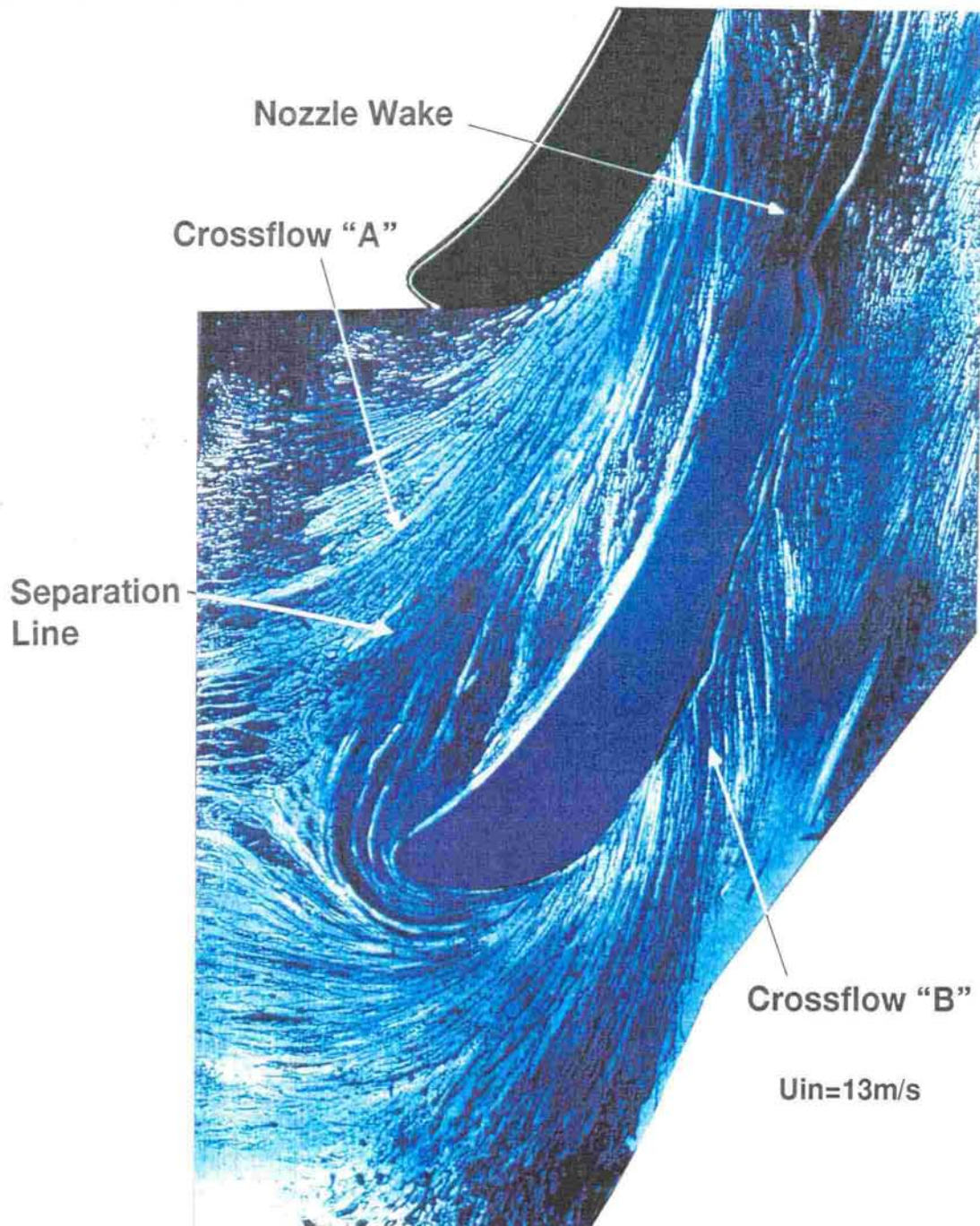


図4.3.8 外側シュラウド面上の流れの可視化

く、一方ノズルウェークは内側のシュラウド面上で強いことがわかる。この理由は、空力負荷が翼の外側の方が大きいためであり、ノズルウェークが内側シュラウドで強い理由は、内側で後縁半径とスロート巾の比 r/s が大きいためである。

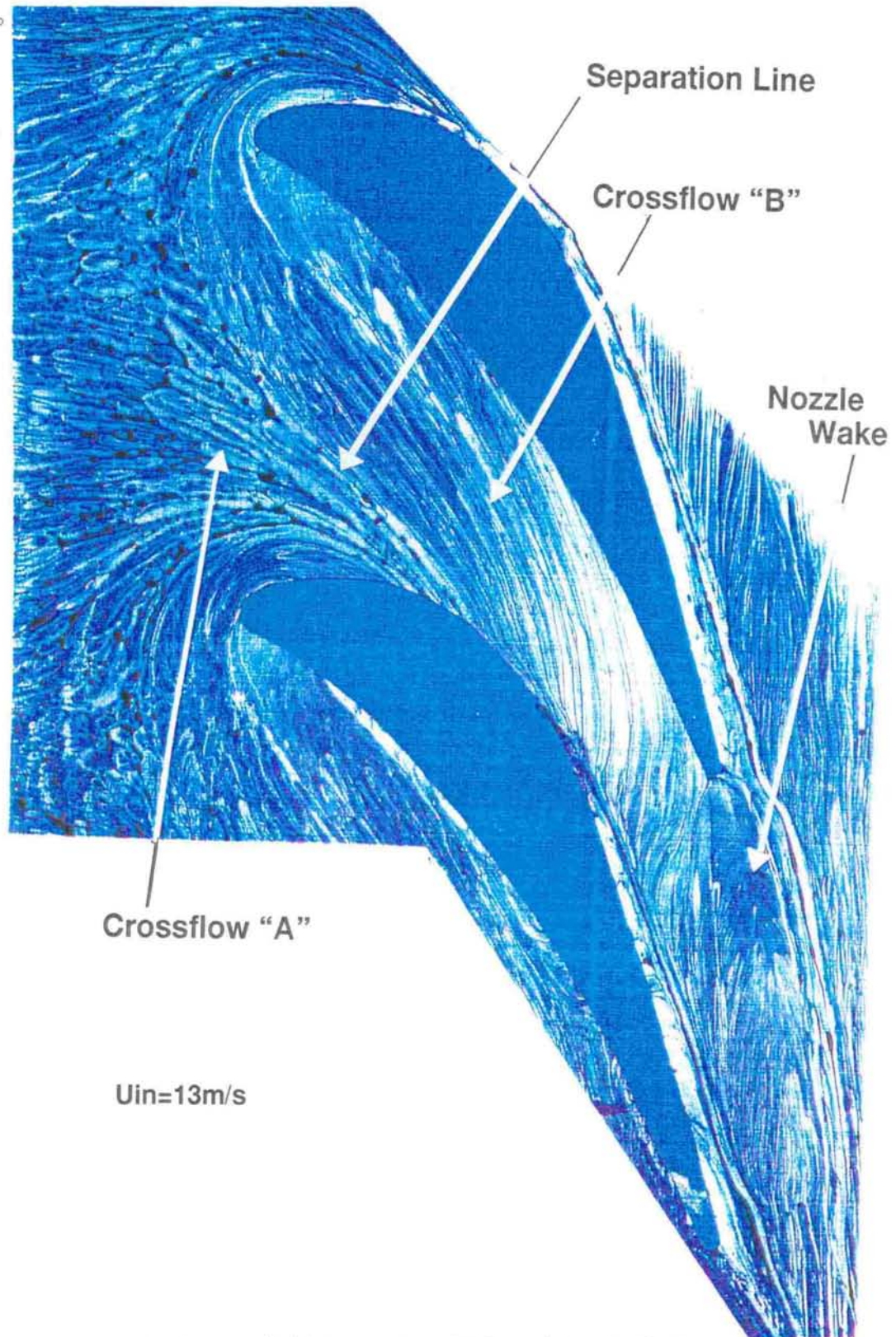


図4.3.9 内側シュラウド面上の流れの可視化

(3) 翼面の熱伝達率分布測定結果

この実験では、環状翼列の7つの高さにおける翼面上の熱伝達率分布を測定したが、翼腹側および翼背側の代表的な熱伝達率の分布をそれぞれ図4.3.10、図4.3.11に示す。

翼腹側の熱伝達率分布を示す図4.3.10においては、翼前縁からの各位置における高さ方向の熱伝達率の違いは小さく、ほぼ平均径断面の値と同程度である。この結果から翼腹側の熱伝達率は、翼間の三次元流れの影響をほとんど受けないことがわかる。

翼背側の熱伝達率分布を示した図4.3.11より、翼背側は、翼腹側とは反対に翼間の三次元流れの効果を強く受けることがわかる。翼背側では、翼前縁と $x/s \approx 0.3$ の間は、高さ方向にわたってほぼ熱伝達率が均一である。しかし、外側シュラウド面に近い高さ91.7%の熱伝達率分布では、 $x/s \approx 0.3$ より、熱伝達率は、平均径断面の値に比較して急激に増加している。特に、乱流遷移した後の乱流域で、熱伝達率は翼中央での値に比較して20%高い値になっている。外側シュラウド面に近い翼面に比較して、内側シュラウド面に近い翼面における熱伝達率は、 $x/s \approx 0.6$ からの熱伝達率の上昇が大きい。

翼背側後縁のシュラウド近傍では、流路渦、および翼腹背の圧力差に基づくシュラウド上の流れ“B”によって翼背側に吹きよせられシュラウド面上に発達した境界層の影響により、熱伝達率が増加している。翼腹背の圧力差に基づく二次流れの影響度合は、翼列形状と、シュラウド面上の境界層に依存するものである。外側のシュラウド面に近い翼面でこの影響が大きい理由は、ピッチ/コード比が大きく空力負荷が高く、このために翼背側と翼腹側の圧力差が大きく、この圧力差によって生じる二次流れの影響が強いためと考えられる。

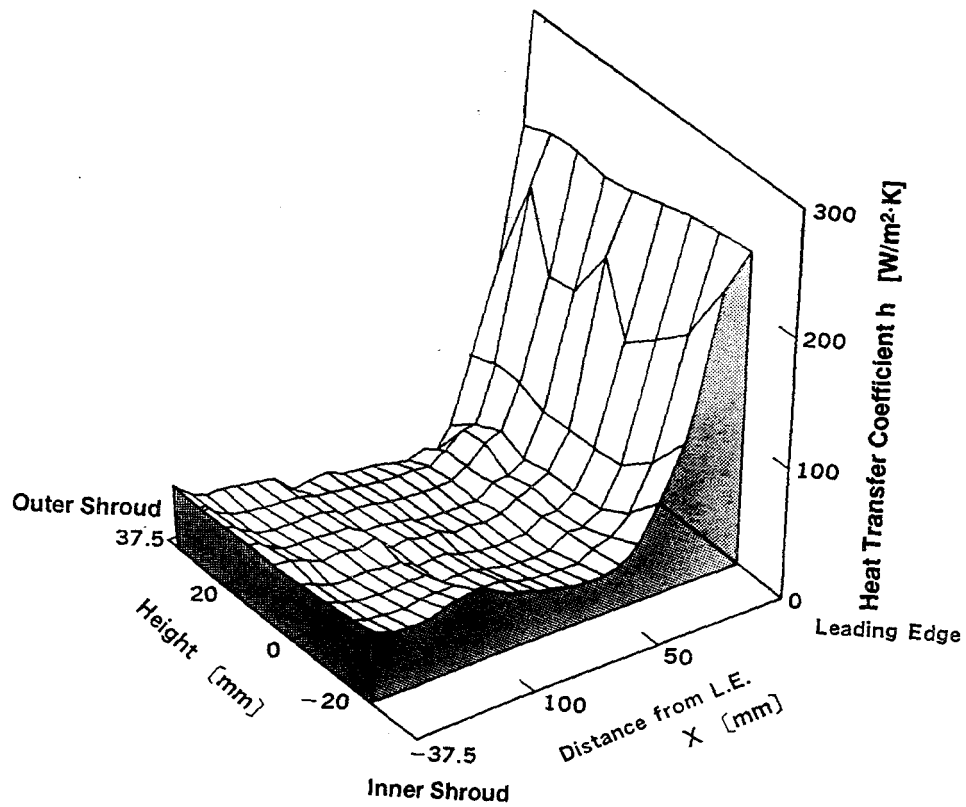


図4.3.10 フィルム冷却孔無しの場合の翼腹側における熱伝達率分布

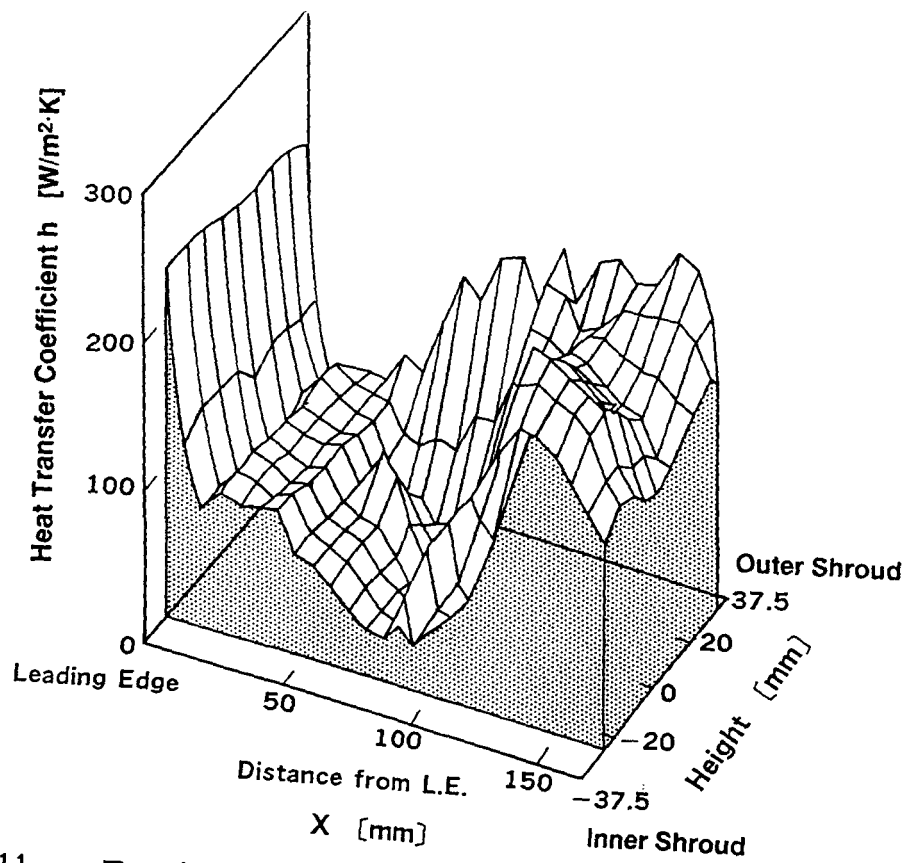


図4.3.11 フィルム冷却孔無しの場合の翼背側における熱伝達率分布

(4) シュラウド面上の熱伝達率分布測定結果

外側シュラウド面上の熱伝達率分布の測定結果を図4.3.12に示す。図4.3.12において、シュラウド面の翼前縁近傍に熱伝達率の高い領域が存在する。これは、シュラウド面に沿って発達した境界層が翼前縁部で巻き上げられ、いわゆる馬蹄渦が生じていることにより伝熱が促進されて熱伝達率が高くなっていると考えられる。

馬蹄渦の強さは翼前縁の形状とシュラウド面上に発達した境界層厚さに大きく依存する。図4.3.12に示す実験条件では、ノズル前縁前方の35mmの位置で径方向に熱線風速計でトラバースして壁面上の境界層厚さを測定したところ、境界層厚さ δ_{99} は1.9mmで、この値の翼高さに対する割合は2.5%であった。図4.3.13の外側シュラウド部の翼背側後縁部近傍にも熱伝達率の高い領域が存在する。この領域における熱伝達率は、流路渦およびシュラウド面上の二次流れにより翼背側に吹き寄せられたシュラウド面上に発達した境界層により促進されて高くなっていると考えられる。また熱伝達率が $90\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ の等熱伝達率線が、翼腹側から背側方向に向かっていること、およびこの等熱伝達率線が波打っていることが流路渦の流れと再付着に関係していると考えられる。なお図4.3.12に示した内側シュラウド面上の熱伝達率分布には、図4.3.13に示した外側のそれほど三次元流れの影響は顕著ではないが、同様の傾向が現れている。

(5) 翼面のフィルム冷却効率の測定結果

環状翼列伝熱装置を用いたフィルム冷却実験は、主流温度 T_{∞} が約20℃、フィルム冷却空気温度 T_a が約50℃の条件で実施した。本実験ではベークライト製の翼およびシュラウドに埋め込んだ熱電対および赤外線放射温度計によって断熱壁温度を測定した。この断熱壁温度を測定するために、赤外線放射温度計で翼腹面、翼背面の温度分布を測定した例を図4.3.14および図4.3.15に示す。

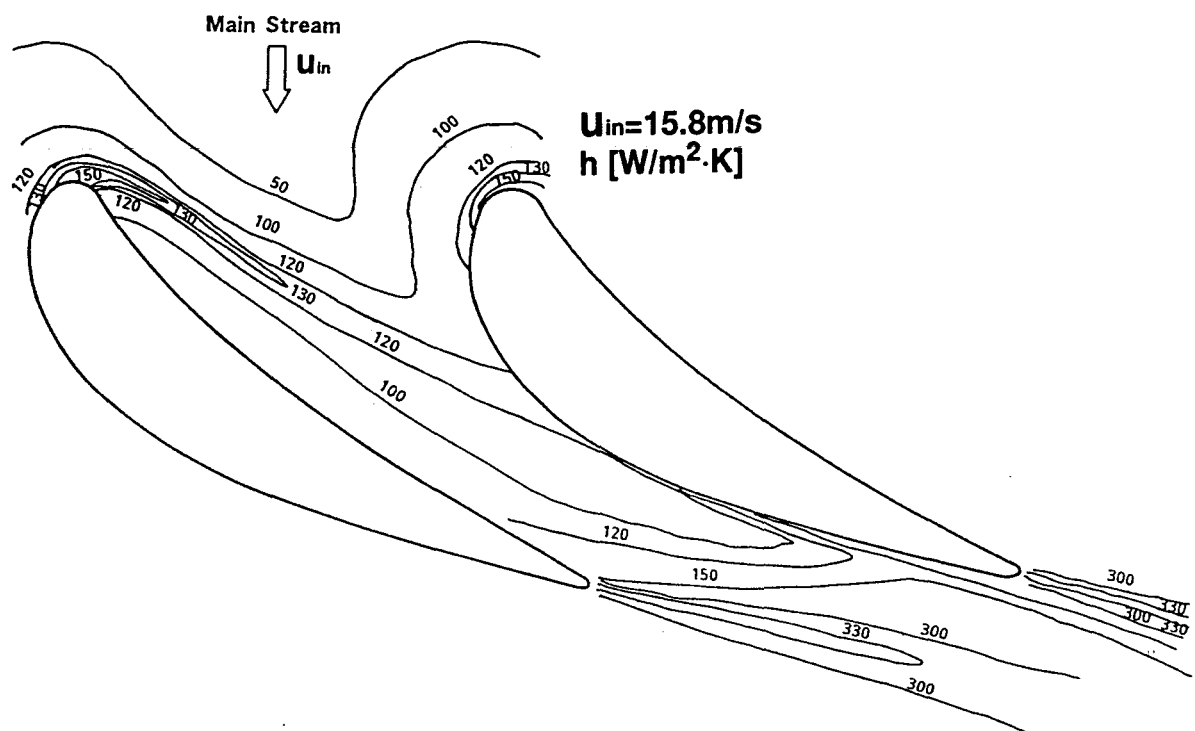


図4.3.12 内側シュラウド面上の熱伝達率分布

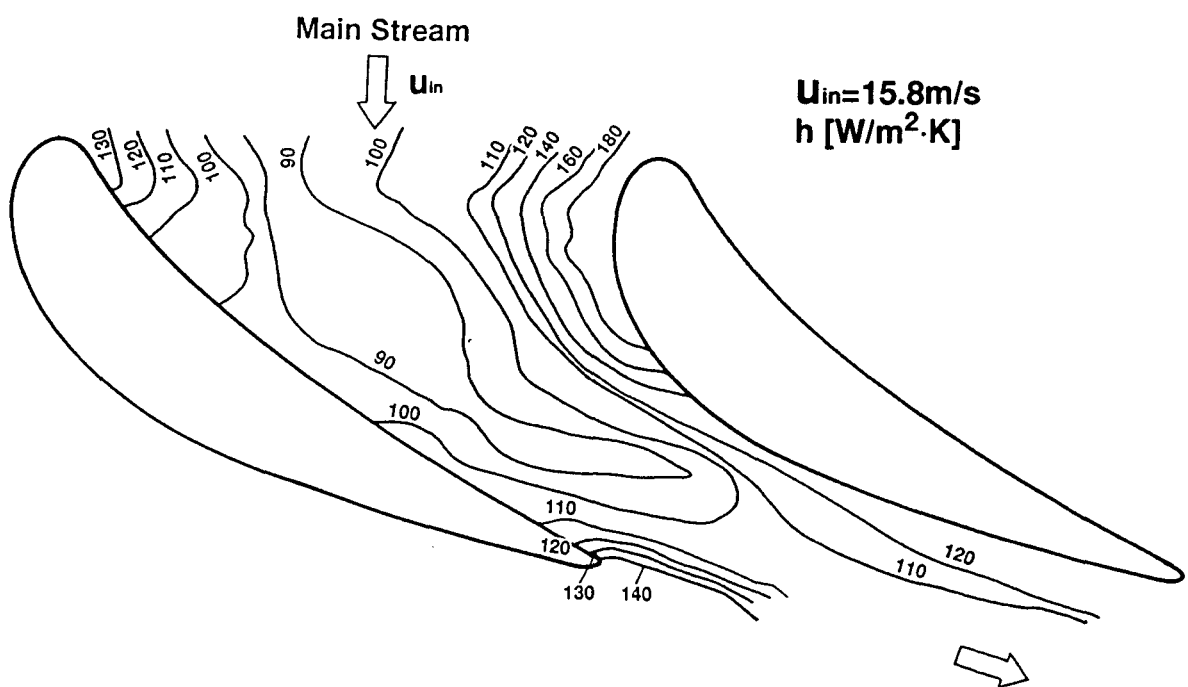


図4.3.13 外側シュラウド面上の熱伝達率分布

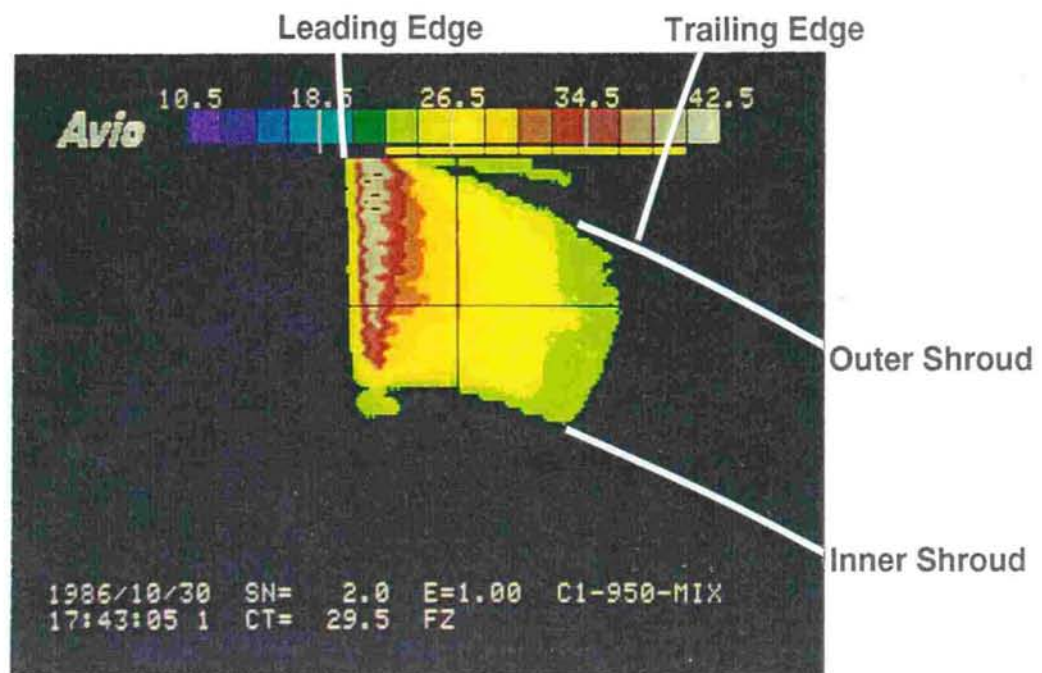


図4.3.14 赤外線放射温度計による翼腹面の断熱壁温度の測定

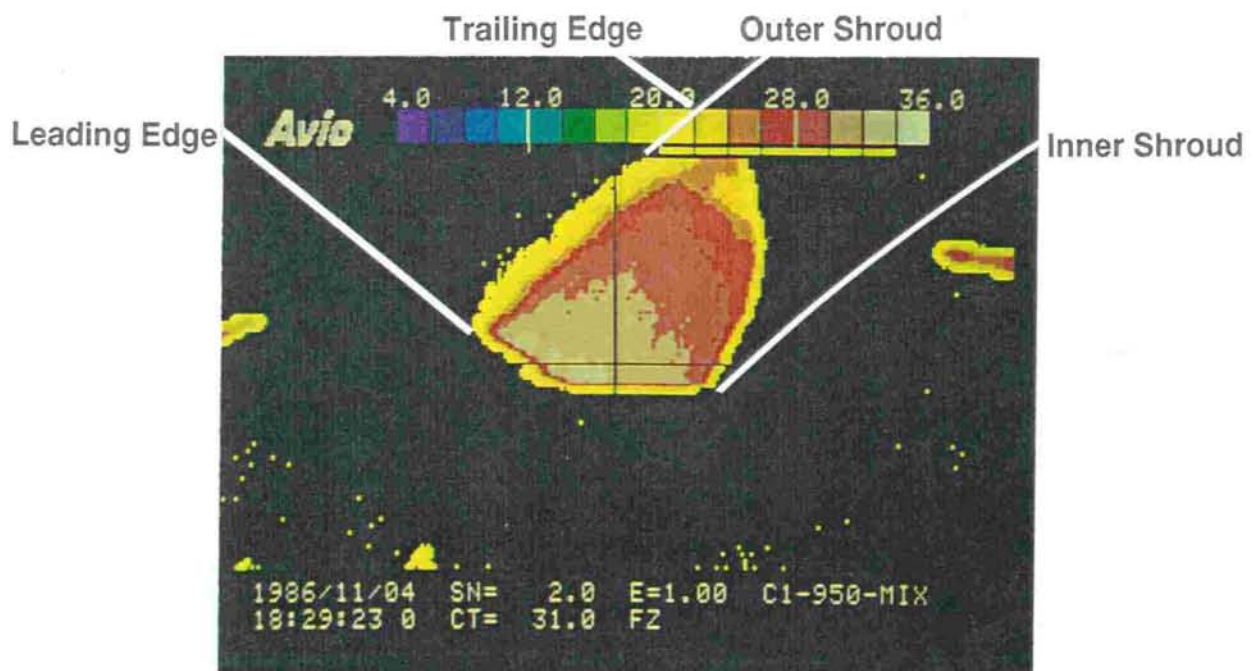


図4.3.15 赤外線放射温度計による翼背面の断熱壁温度の測定

以上の方法で測定した断熱壁温度 T_{aw} の測定値を基によく知られた式 (4.3.1) で定義されたフィルム冷却効率 η_f を求めた。

$$\eta_f = \frac{T_{aw} - T_\infty}{T_{a0} - T_\infty} \quad (4.3.1)$$

図3.2.5 に示すフィルム孔位置でNo.3およびNo.2のフィルム冷却孔列より、加熱した空気を吹き出し、翼背側および翼腹側のフィルム冷却効率を測定した結果を図4.3.16および図4.3.17に示す。図4.3.16および図4.3.17に示したフィルム冷却の質量流束比 M は、吹き出し点における主流流速を基にして求めると、それぞれ 0.426, 1.39である。図4.3.16, 図4.3.17より翼面のシュラウド部近傍では、翼中央に比較してフィルム冷却効率の低下が著しいことがわかる。この傾向を定量的に比較するため、代表的な高さにおける、平均フィルム冷却効率 $\overline{\eta}_f$ を、無次元距離 x/MS' に対して整理してそれぞれ図4.3.18, 図4.3.19に示した。

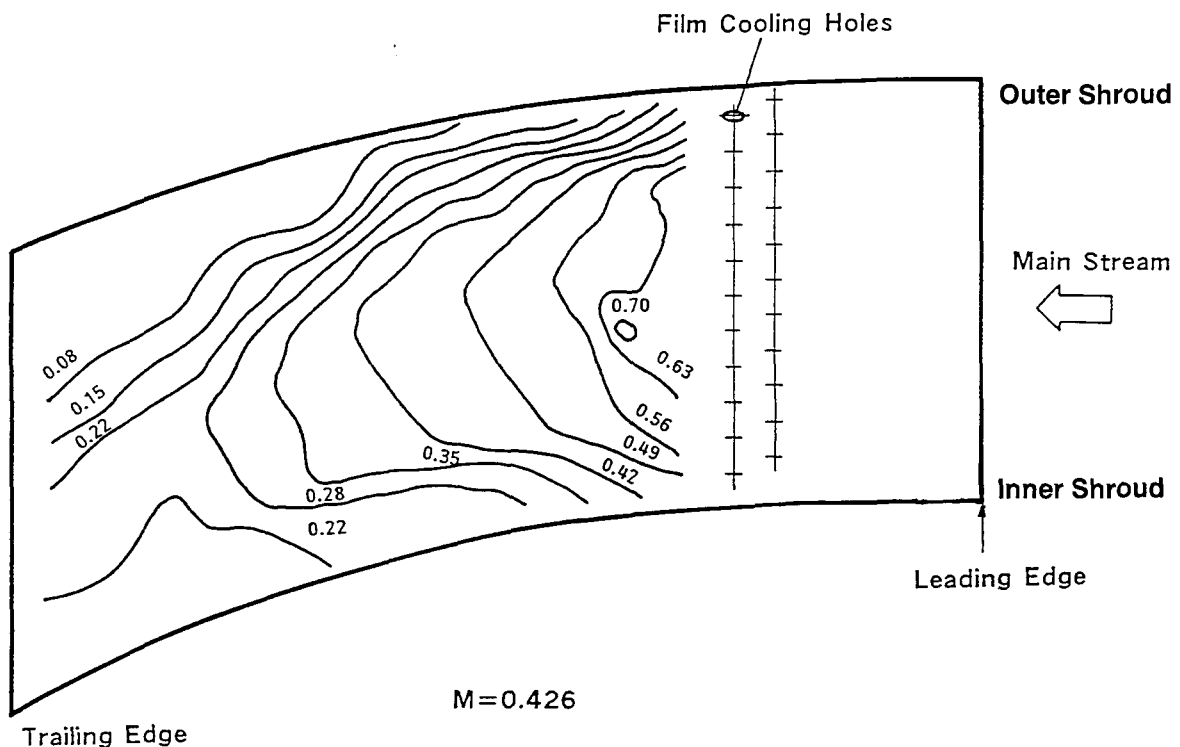


図4.3.16 翼背側におけるフィルム冷却効率分布

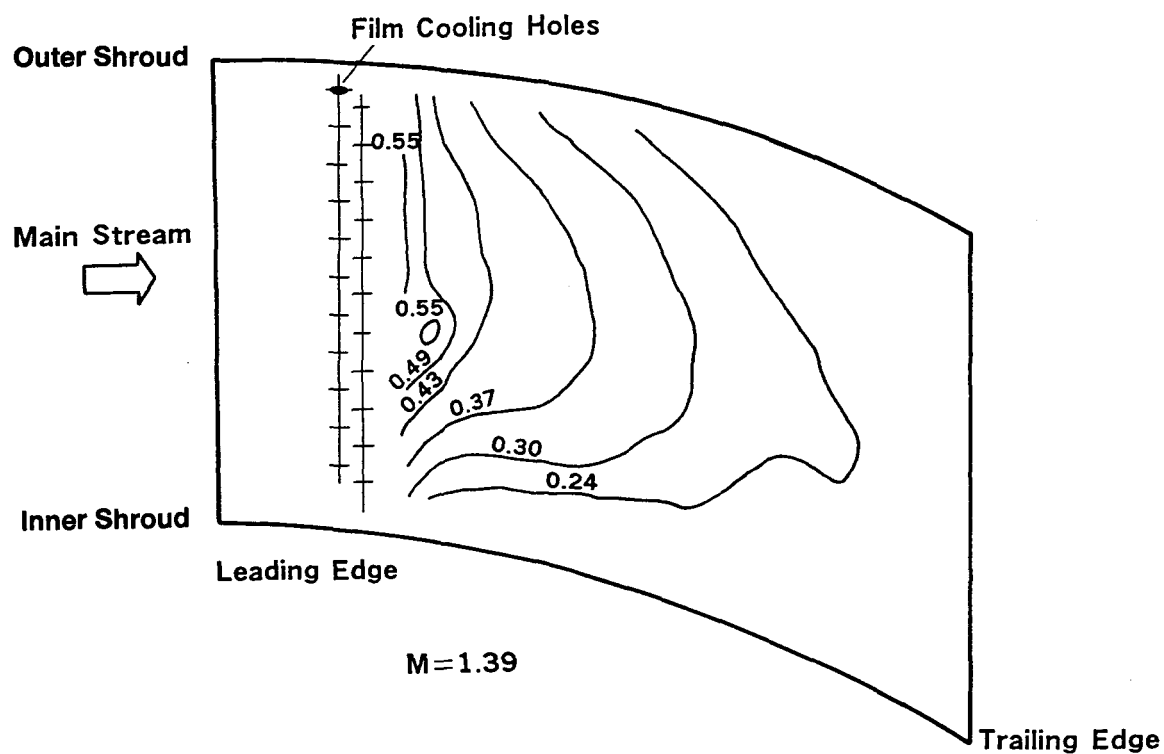


図4.3.17 翼腹側におけるフィルム冷却効率分布

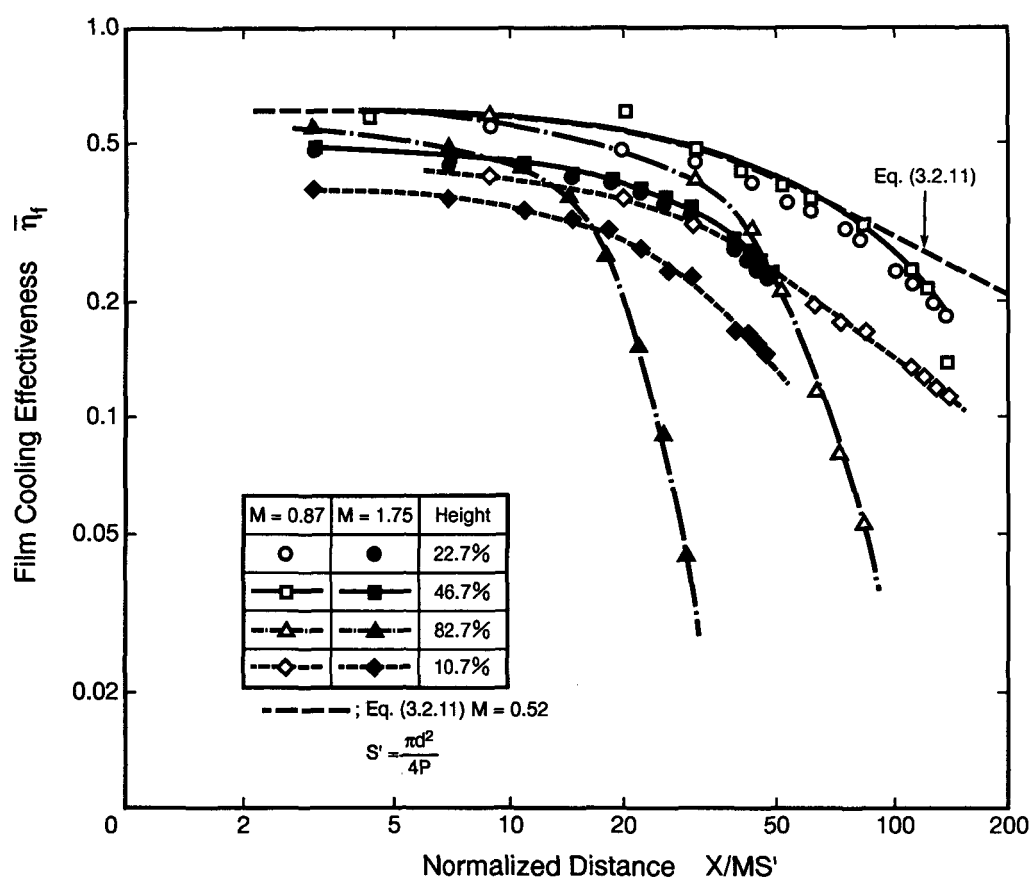


図4.3.18 翼背側におけるフィルム冷却効率

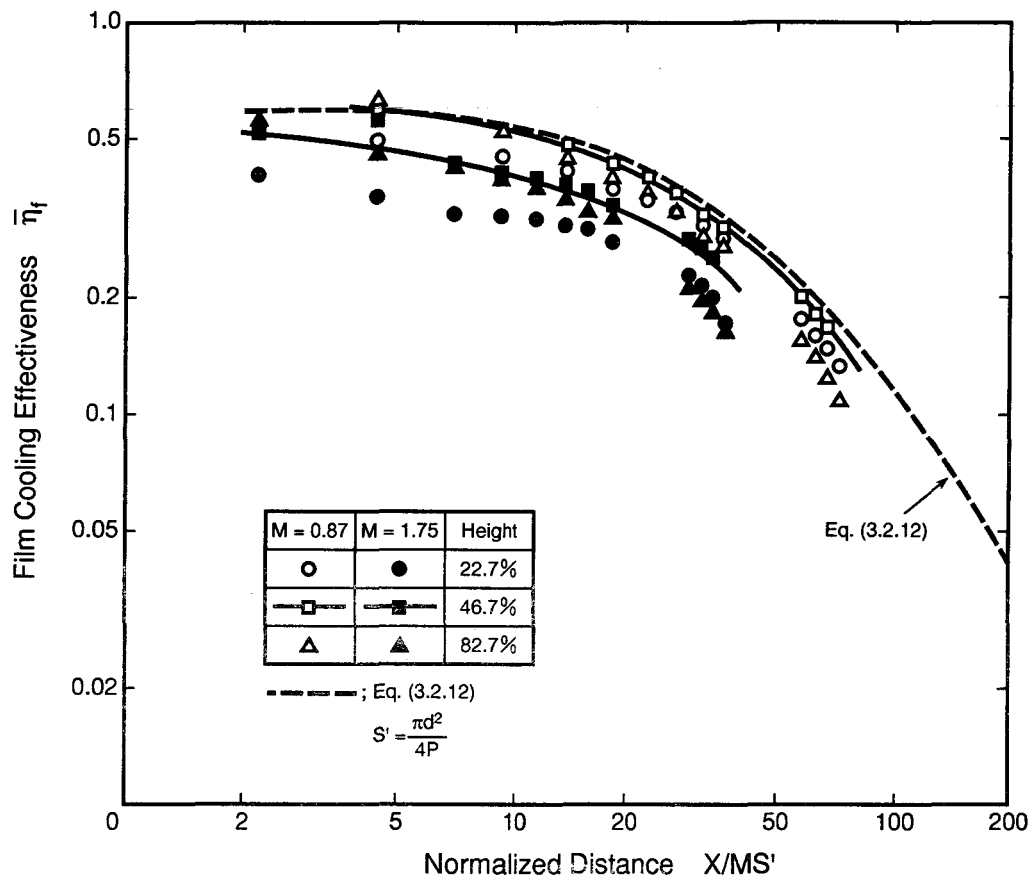


図4.3.19 翼腹側におけるフィルム冷却効率

第3章で2次元翼列実験によるフィルム冷却効率を表わす実験式(3.2.11)および式(3.2.12)を得たが、図4.3.18および図4.3.19に比較のためにプロットした。図4.3.18より、翼背側の平均径断面におけるフィルム冷却効率は、二次元翼列からえた実験式(3.2.11)にほぼ一致するが、シュラウドに近い翼面では、平均径断面におけるフィルム冷却効率に比較して距離 x の増加とともに急激に減少することがわかる。特に、外側シュラウド面に近い翼面ほどフィルム冷却効率の低下の度合いが大きい。この原因は、外面シュラウドに近いほど、空力負荷が高く、流路渦および二次流れの影響が大きく、そのためフィルム冷却空気と主流との混合が促進されて、フィルム冷却効率が低下すると考えられる。一方図4.3.19より明らかなように、翼腹面では、シュラウドに近い翼面のフィルム冷却効率は、平均径断面におけるフィルム冷却効率に比較して多少低い

その低下度合は背側に比較して急激ではなく、高さ方向にわたってほぼ同じである。翼の平均径断面のフィルム冷却効率が、二次元翼列実験結果より得た実験式(3.2.12)よりも低い原因は、本環状翼列実験の翼列入口における主流乱れ2.7%が二次元翼列実験時の0.5%に比べて高いためと考えられる。

(6) シュラウド面上のフィルム冷却効率測定結果

外側シュラウド面の翼列入口部に設けたフィルム冷却孔(図4.3.3①)からフィルム冷却空気を吹き出した場合のシュラウド面上のフィルム冷却効率の測定結果を図4.3.20に示す。

図4.3.20において、翼背側前縁近傍にフィルム冷却効率の低い領域が存在する。これは翼前縁近傍に馬蹄渦が形成され、フィルム空気と主流の混合が促進されたためである。シュラウド面上の等フィルム冷却効率曲線は、流線に垂直とならず、翼背側近傍が高くなっている。この原因は、翼背腹の圧力差によって生じたシュラウド面上の流れによりフィルム冷却空気が翼背側近傍に流されるためである。フィルム冷却効率の0.1の曲線が波打っているのは、流路渦流れにフィルム冷却空気の混合が依存しているためではないかと推定される。

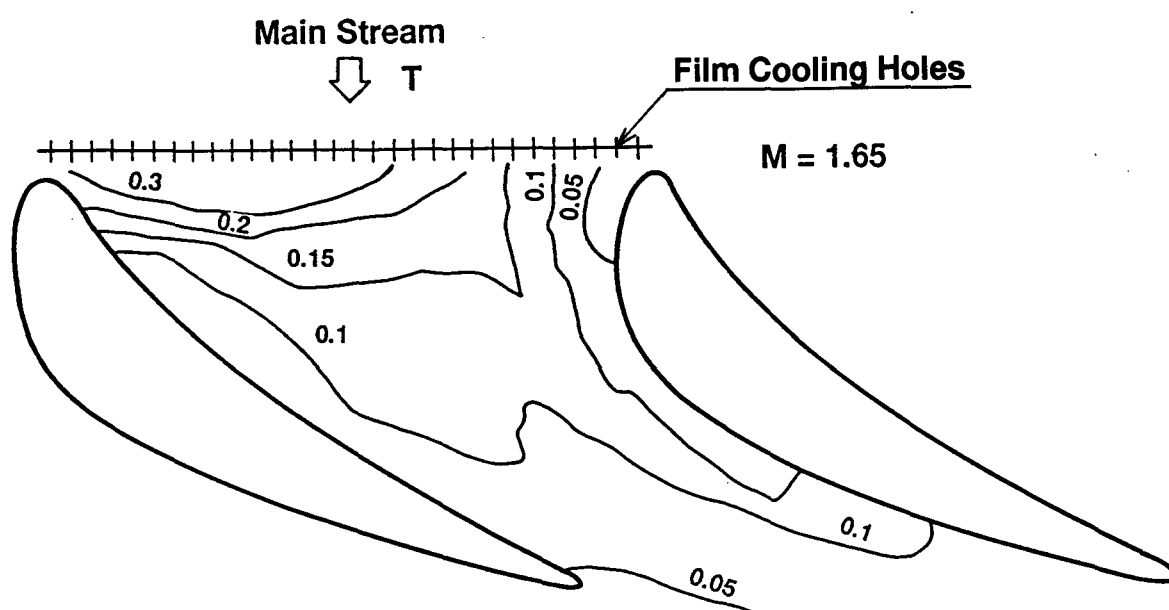


図4.3.20 外側端シュラウド上のフィルム冷却効率の分布

シュラウド面上のフィルム冷却効率を一般的な形で表すために、フィルム冷却孔の位置を示した図4.3.3のⅠ～Ⅲのフィルム孔から吹き出しを行った場合のフィルム冷却効率を、無次元化した流線に沿う長さ x に対して整理し、図4.3.21～図4.3.24に示した。フィルム冷却効率を測定する実験は、Ⅰ～Ⅲの各場所で質量流束比 M をパラメータとして実施した。Ⅰ～Ⅲの吹き出し場所のフィルム冷却効率への影響を調べる目的で行なったシュラウド面上のフィルム冷却効率の測定結果を図4.3.21～図4.3.24に示す。

図4.3.21と図4.3.22を比較すると図4.3.21に示した外側シュラウド面上のフィルム冷却効率には図4.3.22に示した内側シュラウド上のそれと同じ特徴が現れていない。特に異なる点は、外側シュラウド面上のフィルム冷却効率は翼腹側に近い流線に沿う部分で著しく低下することおよび内側シュラウド面上のフィルム冷却効率では後縁部で急激にフィルム冷却が低下していることである。図4.3.21に示すごとく外側のシュラウド面で翼背側の流路に沿う前縁近傍のフィルム冷却効率 η_f は0.035 である。この値は、距離が増加すると 0.1まで増加する。これは、翼腹側と翼背側の圧力差によって生じるクロスフロー“B”によってフィルム冷却空気が供給されるからである。また、図4.3.21中の翼腹側近傍の流線に沿うフィルム冷却効率は距離の増加に伴って急激に減少している。この理由は、クロスフロー“B”によってスイープされフィルム冷却空気は流線に沿って流ることが出来ないためである。これら二つの流線間のフィルム冷却効率はやや波打ちながら距離の増加に伴ってしだいに減少する。

外側シュラウド面のフィルム冷却効率と比較して、図4.3.22に示したごとく内側シュラウド面上のフィルム冷却効率には、同じ特徴が表れていない。これは、内外シュラウド近傍の翼面上で空力的負荷が異なるため、外側シュラウド部よりも内側シュラウド部の方が二次流れのフィルム冷却に及ぼす効果が弱いためである。以上は翼間流れについてであるが翼後縁部において図4.3.22に示したごとく内側シュラウド面上では、ノズルウェーク領域でフィルム冷却効率が急激に減少していることである。しかし、外側シュラウド面上では、ノズルウェークの領域でこのような急激な低下は現れていない。これは内側では翼スロート巾に対する翼後縁厚みの比 r/s が大きく、強いノズルウェークが発生

しているためである。この結果を反映してフィルム冷却翼の設計では、後縁厚みを十分考慮しておく必要がある。

外側シュラウド面上のⅡおよびⅢの位置のフィルム冷却孔より吹き出しを行った場合の平均フィルム冷却効率をポテンシャル流れの流線に沿って測定した距離 x の無次元量を用いて、それぞれ図4.3.23, 図4.3.24に示す。

ⅡおよびⅢの位置からのフィルム冷却効率はクロスフロー“B”に支配されている。そして、Ⅱ, Ⅲともノズルウェーク領域まで、フィルム冷却効率は距離の増加に伴ってほとんど一様な低下割合で減少する。しかし図4.3.23および図4.3.24の $x/MS \approx 50$ における平均フィルム冷却効率の急激な減少は、翼後縁における強いノズルウェークの影響によるものである。環状翼列伝熱実験装置を用いて内外シュラウド面上のフィルム冷却効率を測定した結果を示した図4.3.21～図4.3.24は、シュラウド面のフィルム冷却設計を実施する上で非常に有用なデータである。

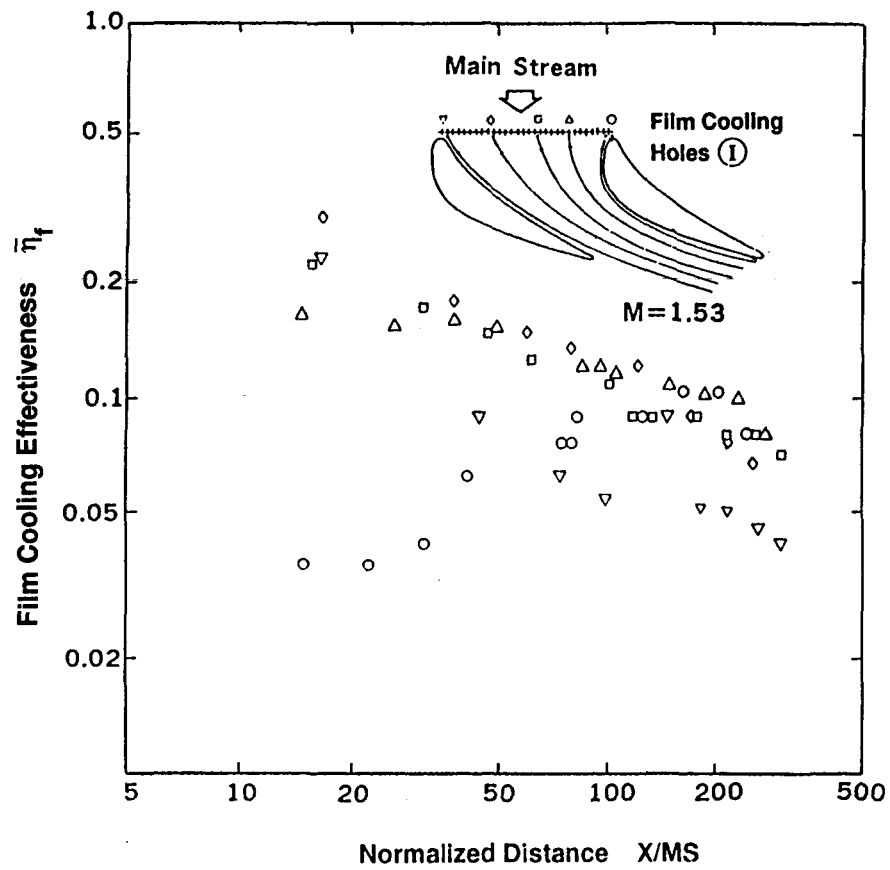


図4.3.21 外側シュラウド面上の①からのフィルム冷却によるフィルム冷却効率

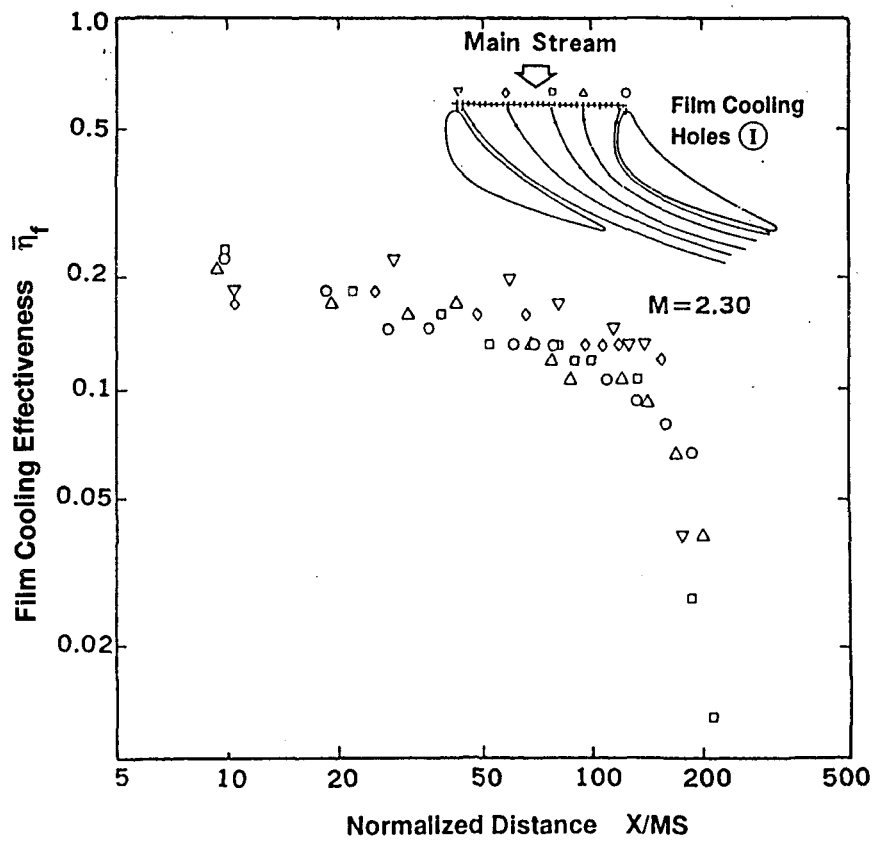


図4.3.22 内側シュラウド面上の①からのフィルム冷却によるフィルム冷却効率

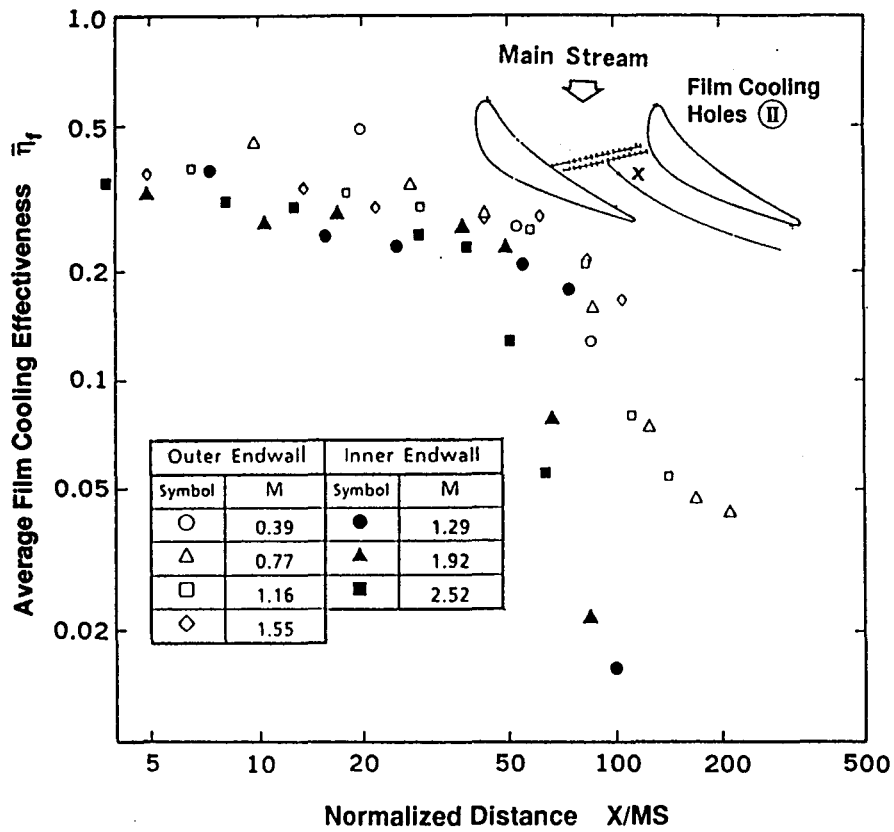


図4.3.23 外側シュラウド面上のⅡからのフィルム冷却によるフィルム冷却効率

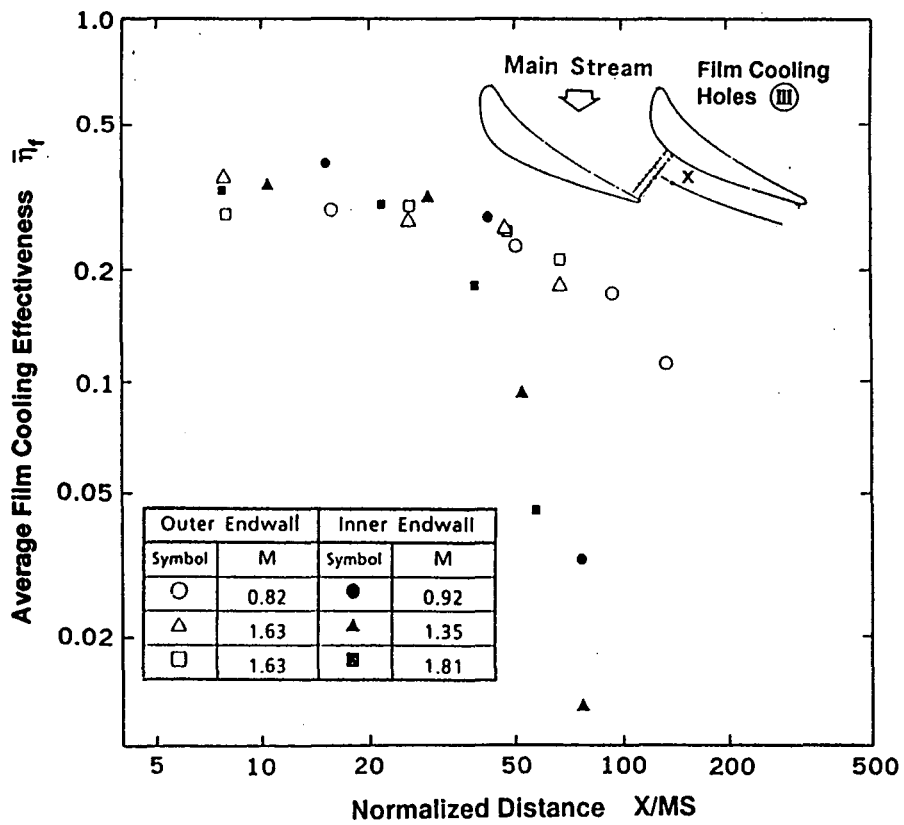


図4.3.24 外側シュラウド面上のⅢからのフィルム冷却によるフィルム冷却効率

4.4 結 論

低アスペクト比のタービン静翼の翼面およびシュラウド面の熱伝達率とフィルム冷却効率におよぼす二次流れ効果を明らかにするために、第1段静翼のモデル翼を用いた環状翼列伝熱実験装置で伝熱実験を実施して下記の結論を得た。

- 翼腹側と翼背側の圧力差によって生じる二次流れは、シュラウド近傍の翼背側の熱伝達率を増加させる。一方、翼腹側の熱伝達率には影響を与えない。
- シュラウド面の翼前縁近傍では、馬蹄渦の影響により熱伝達率が高くなり、逆にフィルム冷却効率は低くなる。
- 翼背側のフィルム冷却効率は、二次流れの影響を受けてシュラウド部近傍で効率低下が著しい。また翼腹側のフィルム冷却効率は二次流れの影響を受けずに、二次元翼列実験で得られたフィルム冷却効率に近い値となる。
- 翼腹側と翼背側の圧力差によって生じるシュラウド面上の流れの影響によりフィルム冷却空気が翼背側に吹き寄せられることから、シュラウド面のフィルム冷却効率は、翼背側近傍が高くなる。一方、翼腹側はシュラウド面上に生じる二次流れによってスweepされるために、フィルム冷却効率は急激に低下する。

第4章の文献

- [1] Sieverding, C.H., "Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages," Trans. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.107, pp.248-257, 1985.
- [2] Blair, M.F., "An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Large-Scale Turbine Endwalls," Trans. ASME Journal of Heat Transfer, Vol.96, pp.524-529, 1974.
- [3] Graziani, R.A., Blair, M.F., Taylor, J.R., and Mayle, R.E., "An Experimental Study of Endwall and Airfoil Surface Heat Transfer in a Large-Scale Turbine Blade Cascade," Trans. ASME Journal of Engineering for Power, Vol.102, pp.257-267, 1980.
- [4] York, R.E., Hylton, L.D., and Mihele, M.S., "An Experimental Investigation of Endwall Heat Transfer and Aerodynamics in a Linear Vane Cascade," Trans. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.106, pp.159-167, 1984.
- [5] Gangler, R.E., and Russell, L.M., "Comparison of Visualized Turbine Endwall Secondary Flows and Measured Heat Transfer Patterns," Trans. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.106, pp.168-172, 1984.
- [6] Goldstein, R.J., and Chen, P.H., "Film Cooling on a Gas Turbine Blade Near the Endwall," Trans. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.107, pp.117-122, 1984.
- [7] Takeishi, K., Matsuura, M., Aoki, S., and Sato, T., "An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Low Aspect Ratio Turbine Nozzle," Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.112, pp.488-496, 1990.

- [8] Sato, T., Aoki, S., Takeishi, K., and Matsuura, M., "Effect of Three Dimensional Flow Field on Heat Transfer Problems of a Low Aspect Ratio Turbine Nozzle," Tokyo International Gas Turbine Congress, Paper No.87-TOKYO-IGTC-59, 1987.
- [9] 青木, 武石, 松浦, "端壁面冷却に及ぼす三次元流れの影響," 第16回ガスタービン定期講演論文集, pp.79-85, 1988.
- [10] 武石, 青木, 佐藤, "高温ガスタービンにおけるタービン翼の冷却技術について", 日本機械学会 [No.890-27] シンポジウム講演論文集, pp.87-89, 1989.
- [11] Brengelmans, F., VKI Lecture Series.
- [12] Langston, L.S., and Boyle, M.T., "A New Surface Streamline Flow Visualization Technique," Journal of Fluid Mechanics, Vol.125, pp.53-57, 1982.
- [13] Dunn, M.G., and Stoddard, F.J., "Measurement of Heat Transfer Rate to a Gas Turbine Stator," Trans. ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 101, pp.275-280., 1979.
- [14] Georgiou, D.P., Godard, M., and Richards, B.E., "Experimental Study of the Iso-Heat-Transfer-Rate Lines on the End-Wall of a Turbine Cascade," ASME Paper No.79-GT-20, 1979.
- [15] Goldstein, R.J., and Chen, H.P., "Film Cooling of a Turbine Blade with Injection through Two Rows of Holes in the Near-Endwall Region," Trans. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 109, pp.588-593, 1987.
- [16] Goldstein, R. J., and Spores, R. A., "Turbulent Transport on the Endwall in the Region Between Adjacent Turbine Blades." Heat Transfer in Gas Turbines. D.E.Metzger, ed., ASME HTD-Vol.87, pp.75-83, 1987.
- [17] Sharma, O.P., Nguyen, P., Ni, R.H., Rhie, C.M., White, J.A., and Finke, A.K., "Aerodynamic and Heat Transfer Analysis of a Low Aspect Ratio Turbine," AIAA Paper No. AIAA-87-1916. 1987.

第 5 章 回転動翼面のフィルム冷却実験

5.1 まえがき

フィルム冷却を行った動翼翼面上のフィルムの形成は、静止翼列で観察される現象に加えて、動翼の回転の影響および静翼のノズルウェークによって生じる非定常流の影響を受ける。高温ガスタービンに用いるフィルム冷却を行ったタービン動翼を設計するためには、静止翼列実験で得られるデータに加えて、回転しているタービン動翼翼面上のフィルム冷却効率を測定し、回転のフィルム冷却効率への影響を把握することが非常に重要である。

Dring^{[1], [2]}等は、大型で低速回転する動翼を用いて、翼翼面上にあけた単孔から吹き出す場合のフィルム冷却効率とその軌跡を調べた。そして、翼背側では Ito^[3]等の二次元静止翼列結果と良く一致することを、また翼腹側では回転動翼のフィルム効率の低下が著しいことを明らかにした。しかし、回転している動翼翼面上のフィルム冷却効率を直接測定した実験結果について発表された論文は非常に少なく、実機と相似な空力条件（速度三角形および圧力比が等しい条件）で作動する動翼翼面上のフィルム冷却効率を測定した結果は報告されていない。

第 3 章においては、フィルム冷却を施行したタービン動静翼の冷却設計にとって重要な翼翼面上の平均フィルム冷却効率を明らかにしたが、本章では、産業用ガスタービンの第 1 段動翼をベースとした同一の翼型を用いた二次元低速の翼列実験における局所フィルム冷却効率の測定結果と、実機と相似な空力条件で実験した空気タービン実験における局所フィルム冷却効率の測定結果を示して、動翼翼面上のフィルム冷却効率について考察する。本章の内容は主に文献[4]に発表した内容をまとめたものである。

5.2 空気タービンによるフィルム冷却実験

5.2.1 実験装置

(1) 供試翼

回転している動翼面上のフィルム冷却効率を測定するために、単段からなる空気タービン実験装置を用いた。

空気タービン実験に用いたタービン動翼の形状は、典型的な産業用の高温ガスタービンの第1段動翼と同じ形状である。フィルム冷却孔を設けたタービン第1段動翼の冷却構造を図5.2.1に示す。

翼の前縁に翼面に対して 30° 傾き3列からなるシャワーヘッド冷却(LE)，翼背側には1列のフィルム冷却孔(SS)を設けている。また翼腹側には翼前縁近傍と翼後縁近傍にそれぞれ1列から成るフィルム冷却孔(PS1, PS2)を設けている。なお第3章の3.3節で述べた二次元低速翼列実験に用いた翼型は、空気タービン実験に用いた翼の50%高さの断面を拡大したモデルであり第3章の3.3節に示した二次元低速翼列実験に用いた翼および空気タービン実験に用いた第1段動翼面上にあけたフィルム冷却孔の寸法を対比して表5.2.1に示した。さらに空気タービン実験に用いた翼50%高さ断面における寸法を二次元翼列実験のモデルと対比して表5.2.2に示した。

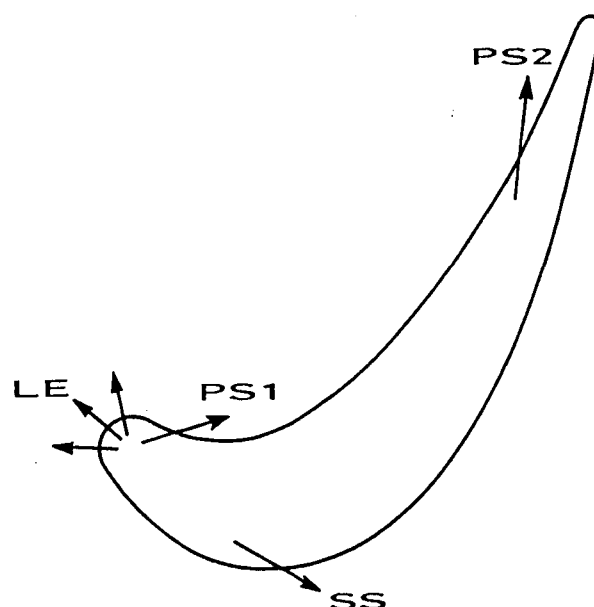


図5.2.1 第1段動翼のフィルム冷却孔位置

表5.2.1 タービン動翼のフィルム冷却孔寸法

	2-D Low-Speed Cascade	Rotating Rig
Chord	230.2	35.0
Height	300	46.7
Pitch	195.6	26.4
Aspect Ratio (height/chord)	1.30	1.33
Air Inlet Angle	46.3	46.3
Air Exit Angle	65.4	65.4

表5.2.2 翼列寸法

Location	Number of Row	Low Speed Cascade		Rotating Blade	
		Hole Diameter d[mm]	Pitch p[mm]	Hole Diameter d[mm]	Pitch p[mm]
LE	3	2.0	12.4	0.32	1.95
SS	1	2.6	9.2	0.41	1.41
PS1	1	2.6	9.2	0.41	1.41
PS2	1	2.0	6.68	0.32	1.00

なお、回転動翼実験の供試翼には、フィルム冷却空気を送り込む通路面積の確保が1枚の翼では困難なことから、図5.2.2に示す2枚のモデルを製作して実験に供した。これらの回転動翼実験の供試動翼の平均径断面には、フィルム冷却膜を吸引するタップ孔を設けているが、これは、図5.2.3に示すごとく、翼面に放電加工で溝を加工し、その溝に外径1.0 mm、内径 0.5mmの先の閉じた注射針を銀ろう付けによって埋め込み、表面を翼型に研磨した後、埋め込んだ管と通じるように0.3mmの静圧孔を翼面に直角に、放電加工であけたものである。静圧タップとタービンディスクへのワイヤリングの状況を図5.2.4に示す。

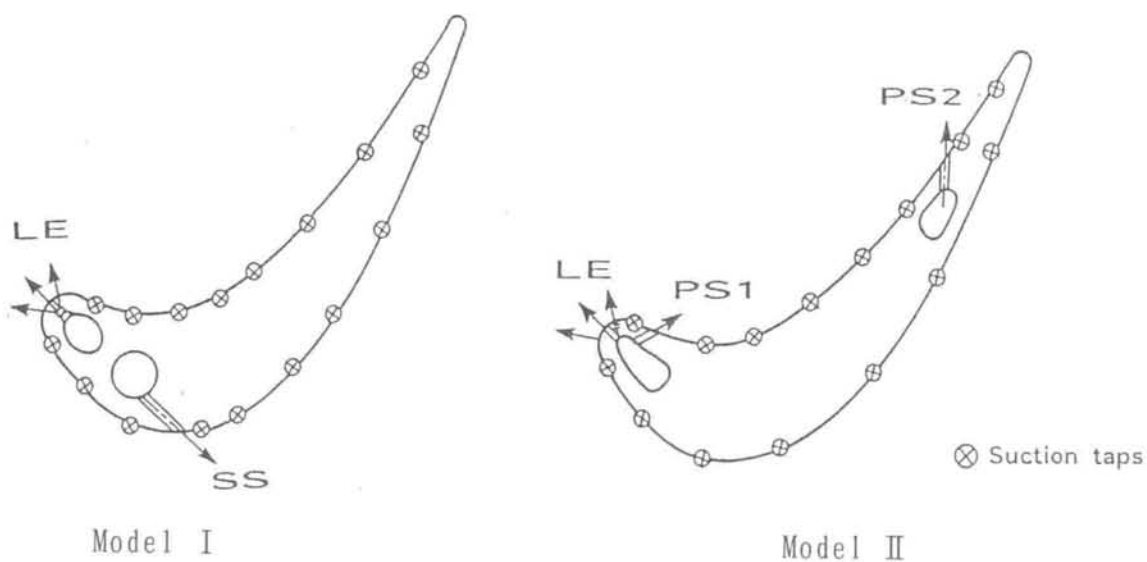


図5.2.2 フィルム冷却効率測定用翼構造

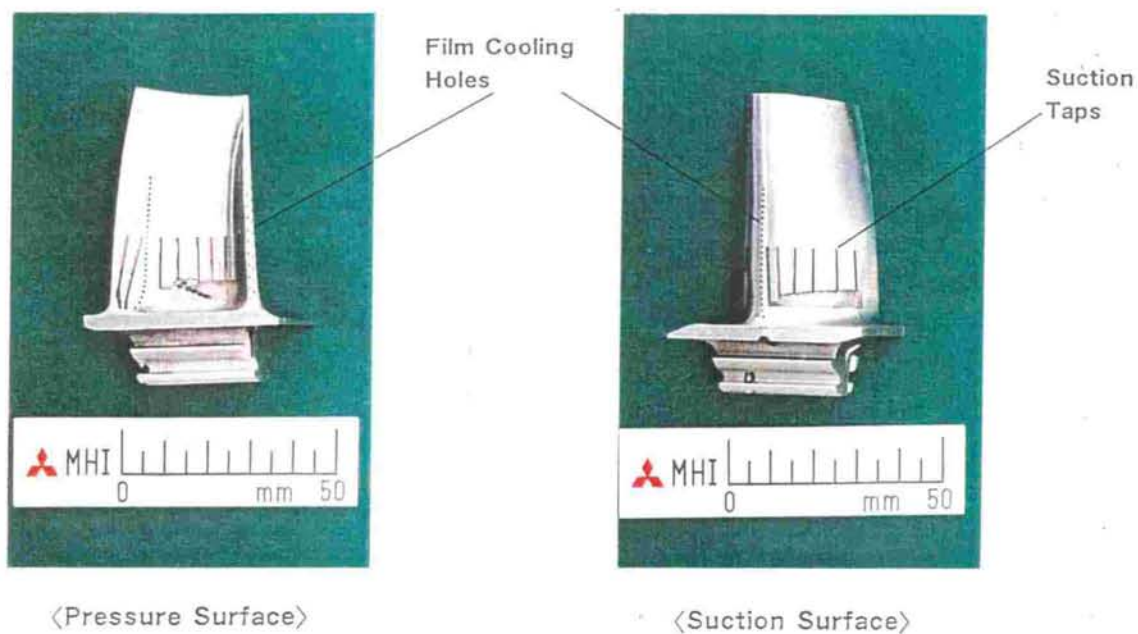


図5.2.3 タービン動翼フィルム冷却効率測定翼

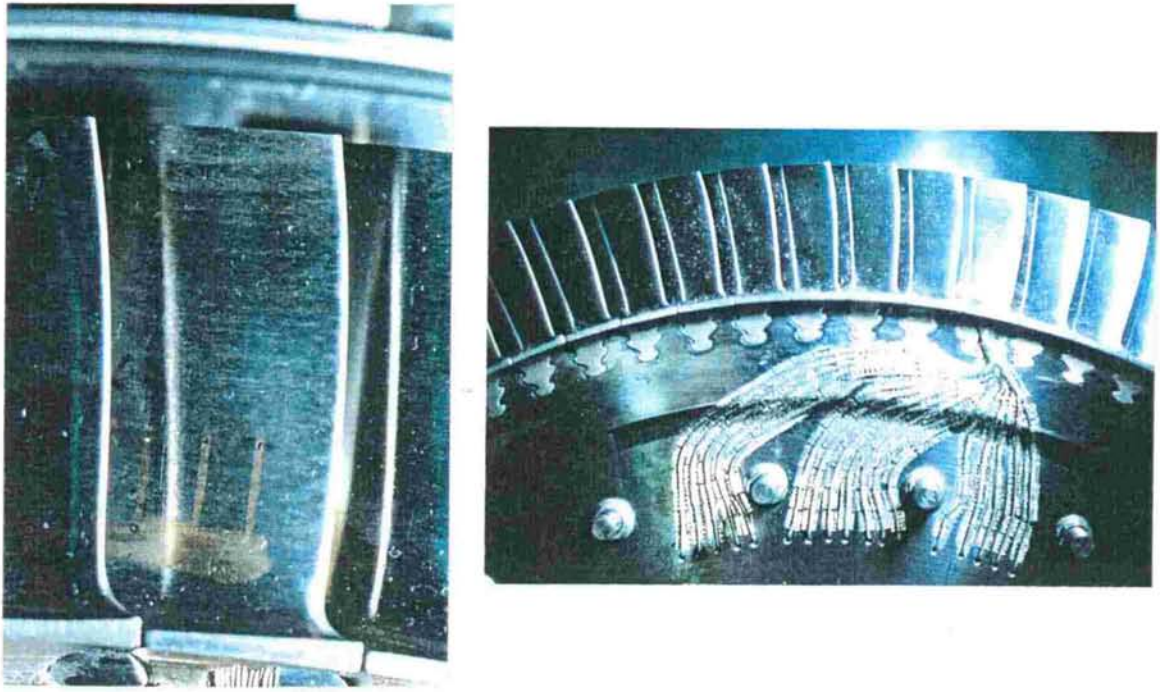


図5.2.4 フィルム冷却効率測定翼のタップおよびワイヤリング

(2) 空気タービン実験装置

単段の空気タービン実験装置を用いて、回転動翼の翼面上のフィルム冷却効率を測定した。この単段の空気タービン実験装置の全体のレイアウトを図5.2.5に示す。

空気タービンを駆動する空気源としては、4000kWのモータで駆動された遠心圧縮機で生じる空気を用いている。この圧縮された空気は、クーラを通すことによって、所定のタービン入口温度に調整されているが、空気タービン実験装置の圧力比、回転数を主流流量コントロールバルブで調整しており、タービンで発生した動力は水動力計で吸収している。

空気タービンの構造（断面図）を図5.2.6に示す。この空気タービンの第1段静翼列は、コード長 $c = 76.5\text{mm}$ の翼32枚から構成されている。また、タービン動翼列は高さ $l = 46.7\text{mm}$ 、平均径断面における翼コード長 $c = 35.0\text{mm}$ の翼72枚から構成されており、72枚の内2枚の翼が図5.2.2に示した翼構造を持つフィルム冷却効率測定翼で、残りの70枚はソリッド翼である。

単段の空気タービン実験装置の軸端にはフィルム冷却孔にフィルム空気を送り込む回転バルブと、フィルム冷却孔の下流に生じる冷却膜内の流体を静圧タップ

を通して吸引して静止系に渡す60chの回転スキャニバルブが装着されている。主流の状態を把握するために、フィルム冷却効率測定翼前方100mm の点において、3孔ピトー管を用いて主流の全圧を測定するとともに、スロート出口下流 100mm の点において、静圧を測定した。また、静翼入口の静圧測定点付近で全温度を測定した。

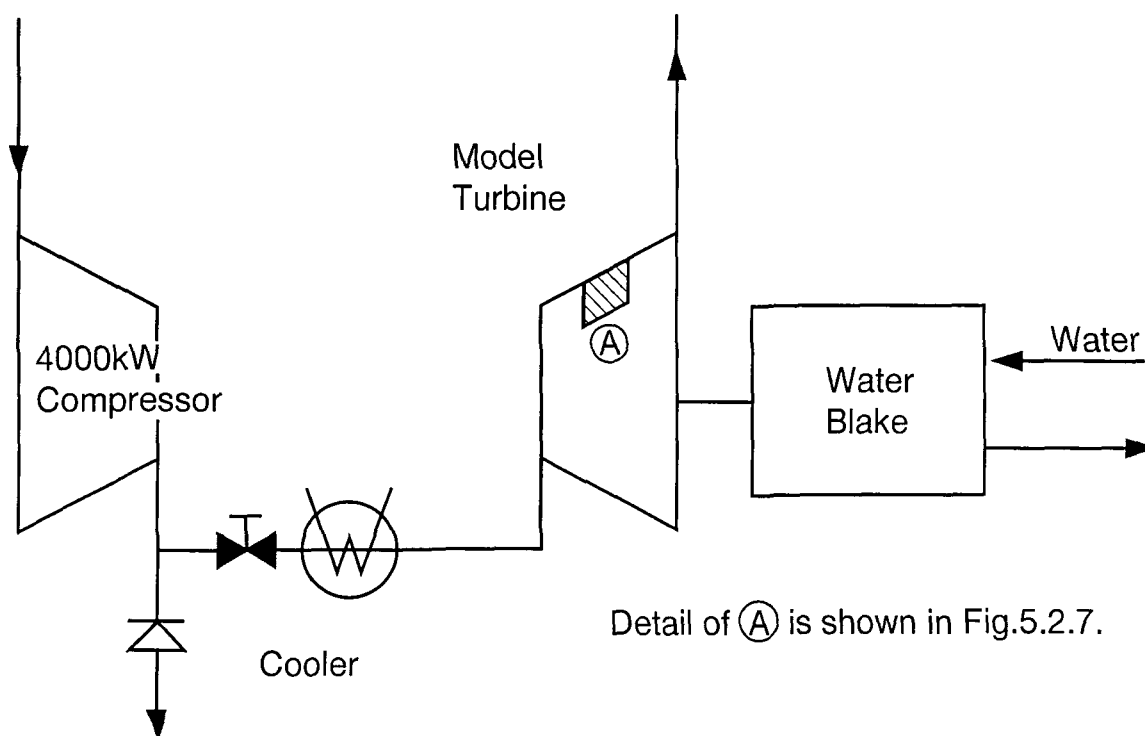


図5.2.5 空気タービン実験装置のレイアウト

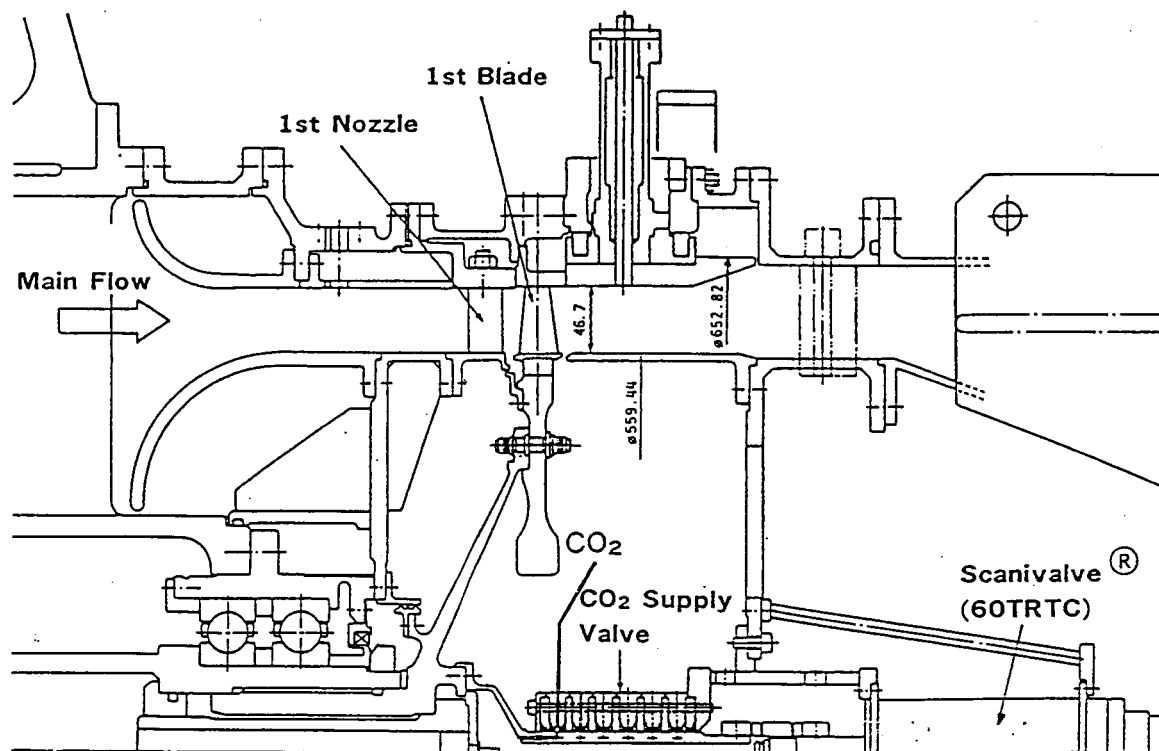


図5.2.6 空気タービン実験装置断面図

(3) フィルム冷却効率の測定方法

実翼のフィルム冷却は、温度 $T_{a,0}$ の冷却空気をフィルム冷却孔から吹き出して主流温度 T_{∞} と境界層内で混合し、翼面上に T_f なるフィルム冷却膜が形成されることを利用しているものである。翼が断熱壁の場合 $T_{a,w}=T_f$ であり断熱壁温度 $T_{a,w}$ を測定すればフィルム冷却効率 η_f を知ることが出来るが、今回転動翼実験で用いた動翼モデルは非常に小型であるため熱伝導誤差が大きく、断熱壁温度から求めることは困難である。そこで、ルイス数 $=1.0$ であれば熱伝達と物質伝達の間にアナロジーが成立することを利用して、フィルム冷却孔より吹き出すフィルム空気中に、トレーサとして炭酸ガスを混ぜ、フィルム冷却孔下流の壁近傍の流体中の炭酸ガス濃度を分析することによってフィルム冷却効率を求める方法を用いた。この場合、次式よりフィルム冷却効率を求めることができる。

$$\eta_t = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_{a0}}$$

$$= \frac{C_{\infty} - C_x}{C_{\infty} - C_0} \quad (5.2.1)$$

ここで C_x は、フィルム冷却孔下流 x の位置における壁面上の炭酸ガス濃度である。また、 C_{∞} 、 C_0 は主流およびフィルム冷却空気のフィルム冷却孔吹き出し点における炭酸ガス濃度である。なお、炭酸ガスをトレーサとした物質伝達のアナロジーを用いた方法でフィルム冷却効率を測定する精度については、第2章の基礎実験において十分確認している。

フィルム冷却膜より吸引する空気の量が多すぎると主流を吸込むことになり、大きな誤差を伴う。そこで、実験では翼面に設けた吸引タップより回転スキャニバルブを介して十分な時間をかけ吸引ガスをガスバッグに捕集し、ガスクロマトグラフィーで分析した。フィルム冷却空気の吸引の速度を早くすると主流を吸引するため、実験に先立って吸引速度を変化させてフィルム冷却効率を測定し、この

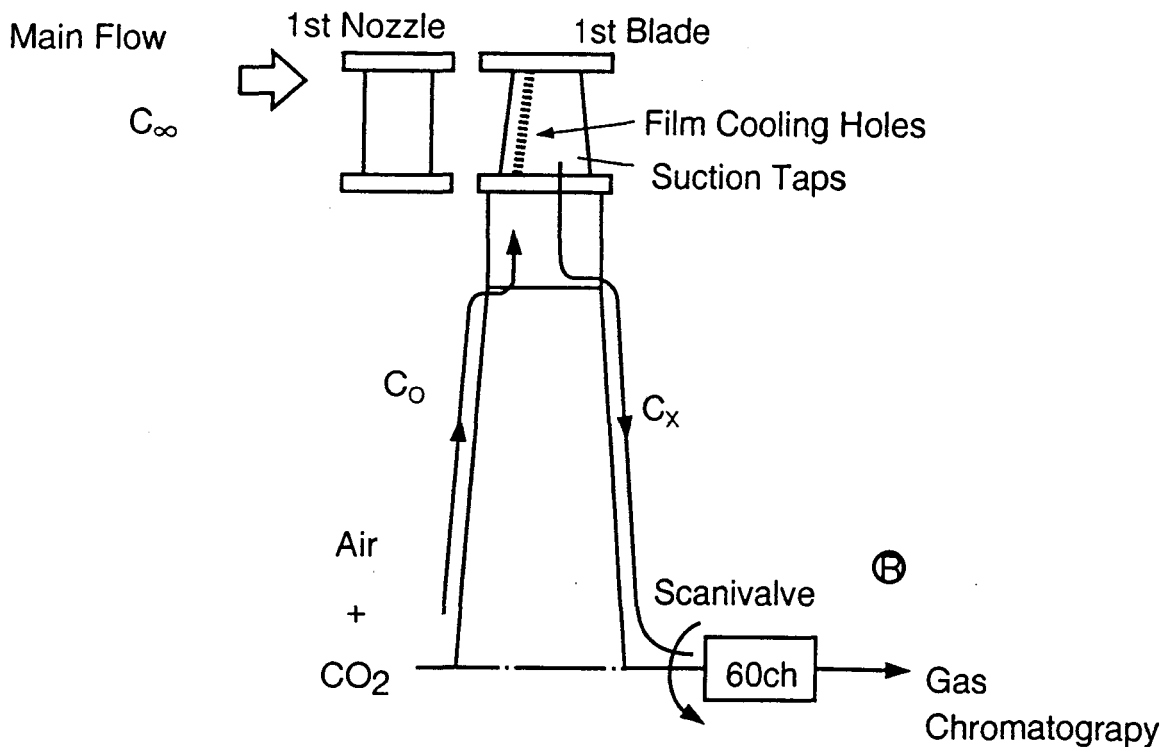


図5.2.7 回転動翼のフィルム冷却効率を測定する方法

効率が変化しないように吸引速度を決めた。この吸引速度は、フィルム冷却効率を測定する各場所において10m/s 以下である。回転するタービン動翼面上のフィルム冷却効率を測定するために炭酸ガスをトレーサとした測定のシステム図を図5.2.7 に示す。フィルム冷却孔の吹き出し点における炭酸ガス濃度は約3000ppm, 1 段静翼入口における主流の炭酸ガス濃度は約 350ppm であった。またフィルム冷却効率の測定では各測定ごとに3 回の濃度分析を実施した。なお炭酸ガスの濃度の分析に用いたガスクロマトグラフィの測定精度は、測定値の±1%である。

5.2.2 実験結果および考察

(1) 回転時の動翼面のフィルム冷却効率

代表的な空気タービンの運転条件を表5.2.3 に示す。この空気タービンを用いて、空力条件が相似な状態で回転する動翼面上のフィルム冷却効率を測定した。

表5.2.3 回転実験条件

Turbine Inlet Temperature	Tit °C	78.2
Turbine Inlet Total Pressure	Po ata	2.06
Turbine Exit Temperature	Texit °C	25.4
Turbine Exit Pressure	Pexit ata	1.08
Pressure Ratio	π	1.91
Main Flow Rate	G kg/s	8.38
Rotating Speed	N rpm	6260

単段の空気タービン実験では、フィルム冷却空気と主流との質量流束比Mは0.6から1.0 の範囲で変化させた状態で実験を行った。この条件は、実エンジンの状態 ($M \approx 0.7$) をカバーしている。トレーサガスとして用いた炭酸ガスの濃度は薄いため、フィルム空気と主流の密度比 ρ_a / ρ_∞ は、常にほぼ 1.0である。なお実エンジンでは、この密度比は 1.5から 2.5であるが、本研究では動翼の回数の効果を調べる目的のために密度比は合わせていない。

以上に述べた物質伝達のアナロジーを応用して翼背側のフィルム冷却孔(SS)から吹き出した場合の質量流束比 M をパラメータにフィルム冷却効率 η_f の測定した結果を図5.2.8に示す。

図5.2.8より、質量流束比 M を増加させていくとフィルム冷却効率 η_f は低下することは明らかである。この原因は、フィルム冷却空気が境界層を貫通して翼の表面にフィルム冷却膜を形成しないためである。

翼前縁のフィルム冷却孔(LE)から吹き出した場合のフィルム冷却効率を、フィルム冷却孔の下流方向に翼背側および翼腹側の翼面上で測定した結果をそれぞれ図5.2.9, 図5.2.10に示す。翼前縁から吹き出したフィルム冷却空気は静止翼列で翼背側、翼腹側にはほぼ等量の割合で流れるが、図5.2.9, 図5.2.10のフィルム冷却

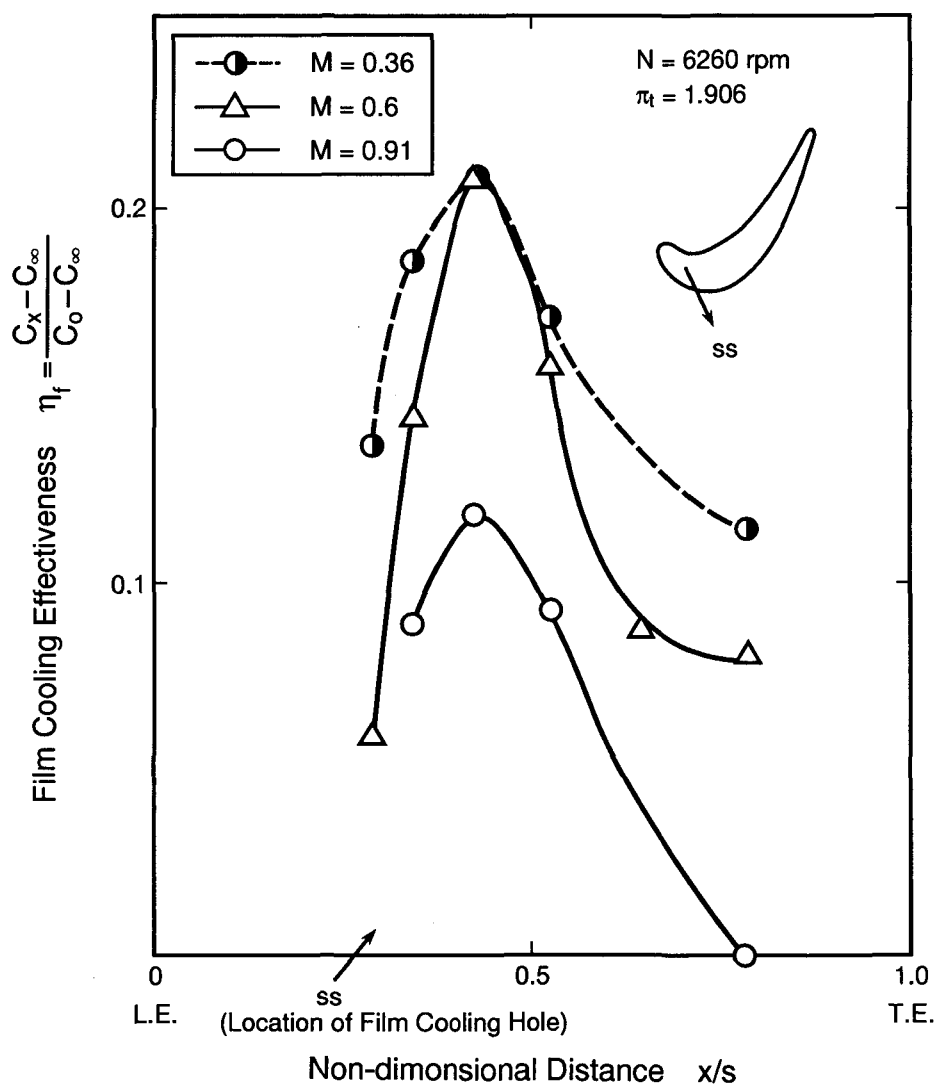


図5.2.8 背側(SS)吹き出しのフィルム冷却効率

効率を比較すると翼腹側におけるフィルム冷却効率の低下は、翼背側のそれに比較して、非常に急であることがわかる。なお図 5. 2. 9，図 5. 2. 10中には、後述する二次元低速翼列実験の局所フィルム冷却効率の測定結果も記入している。

翼背側のフィルム冷却孔(SS)より吹き出し、回転動翼面上の局所フィルム冷却効率を測定した結果を図 5. 2. 11に示す。なお翼背側のフィルム冷却効率を測定する静圧タップはフィルム冷却孔の丁度中間の点から下流方向に設けているため、フィルム冷却効率の最も低い箇所を測定していることになっている。このために回転動翼面上のフィルム冷却効率は、吹き出し孔近傍では 0 で、下流に行くにつれてフィルム冷却孔より横方向に広がったフィルム冷却空気が測定部をカバーすることとなり、フィルム冷却効率は増加する。フィルム冷却効率は $x/d = 25$ 付近で最大値をとった後、主流との混合により、ゆるやかに低下していく状況が図 5. 2. 11より明らかになった。

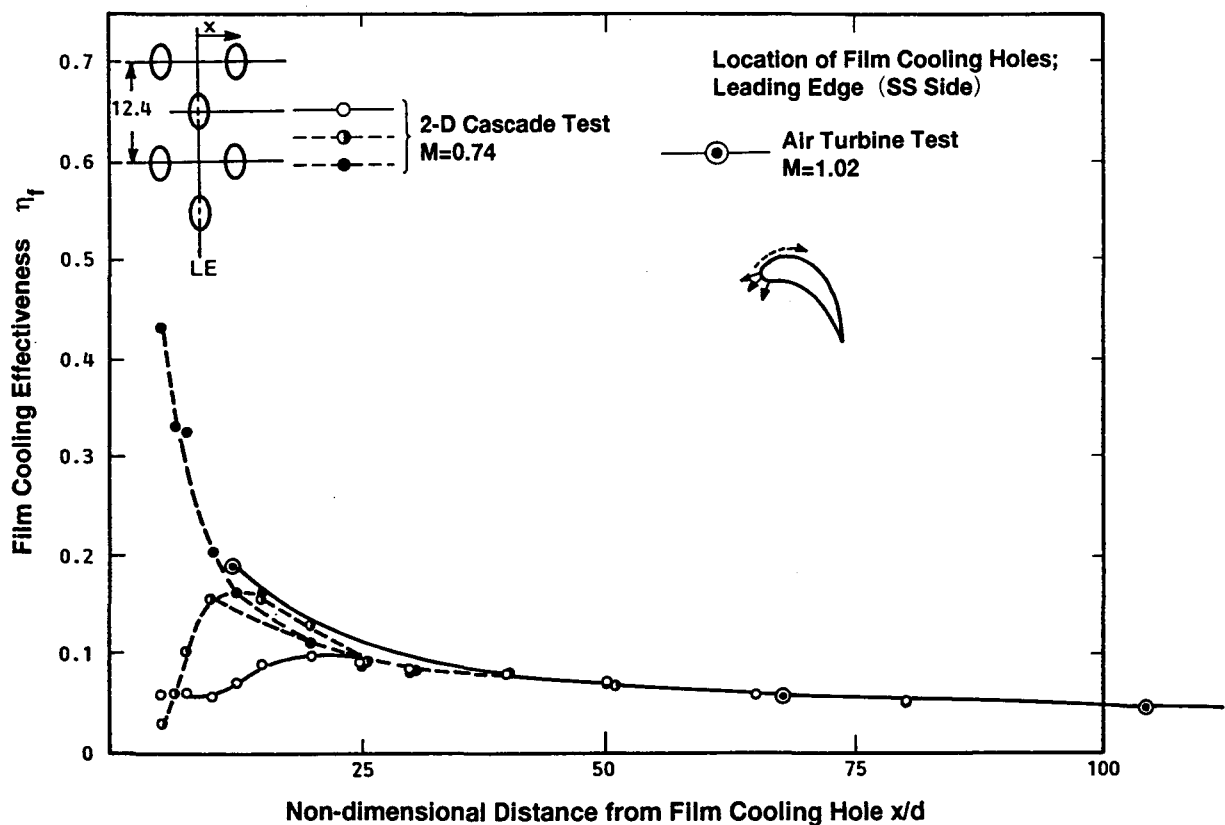


図 5. 2. 9 翼前縁(LE)での吹き出しにおける翼背側のフィルム冷却効率分布

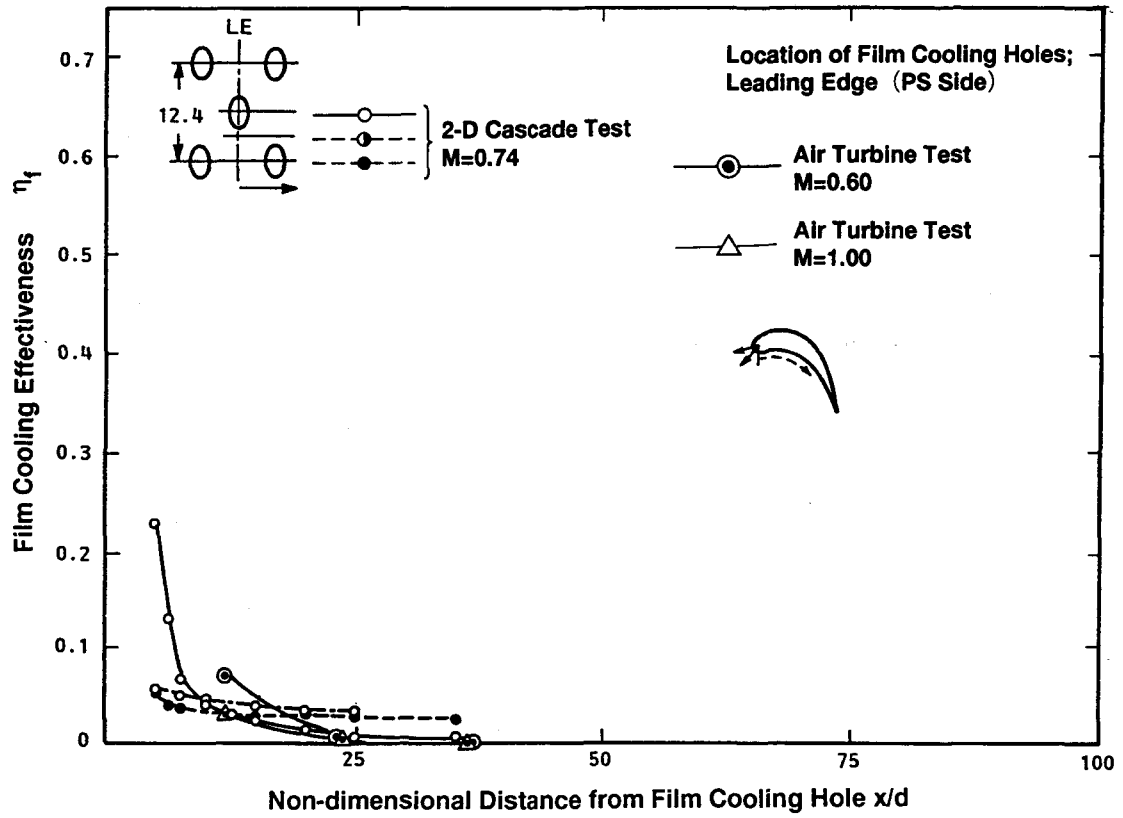


図5.2.10 翼前縁(LE)での吹き出しにおける翼腹側のフィルム冷却効率分布

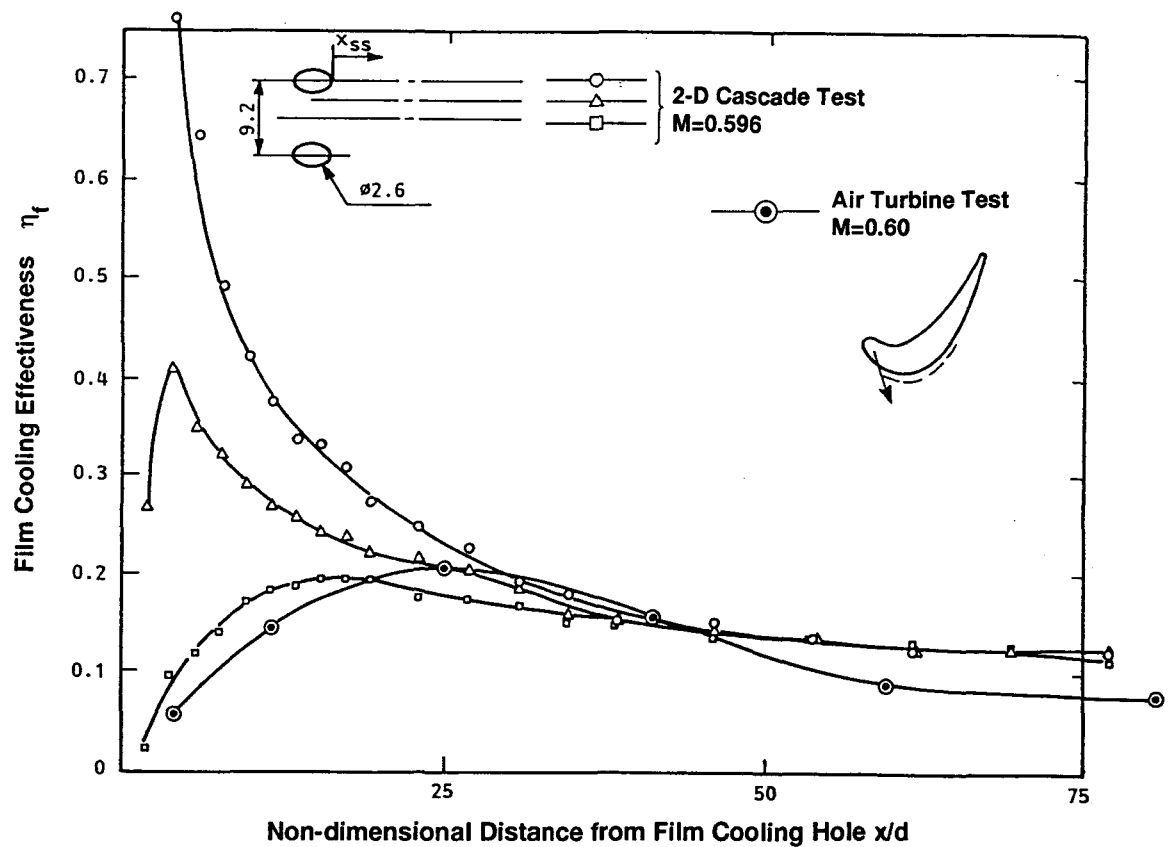


図5.2.11 翼背側(SS)での吹き出しにおけるフィルム冷却効率分布

翼腹側のフィルム冷却孔(PS1)の位置より吹き出し、フィルム冷却効率を測定した結果を図5.2.12に示す。回転動翼面上で測定されたデータは2点と少ない。これは動翼の翼腹側の面においては、主流中のダストが慣性衝突で付着し、吸引タップをプラグングさせたためであり、3回測定出来なかったもの、あるいは吸引量が少なくデータのバラツキが大きいものは削除したために測定点は2点となった。図5.2.10より回転動翼の翼腹側のフィルム冷却効率は、翼背側のフィルム冷却効率に比べて非常に低いことが明らかである。

(2) 二次元低速静止翼列実験におけるフィルム冷却効率との比較

回転する動翼面上におけるフィルム冷却効率を詳細に測定することは、強度上の制約から静圧タップの数が限られているために困難である。そこで、回転する動翼の50%断面の拡大模型を用いて、二次元の低速翼列風洞で詳細なフィルム冷却効率を測定する実験を実施した。なお、本二次元低速翼列実験に用いた翼と回転動翼の50%断面形状は前述したごとく相似であるが、緒元等は表5.2.1, 表5.2.2に示している。

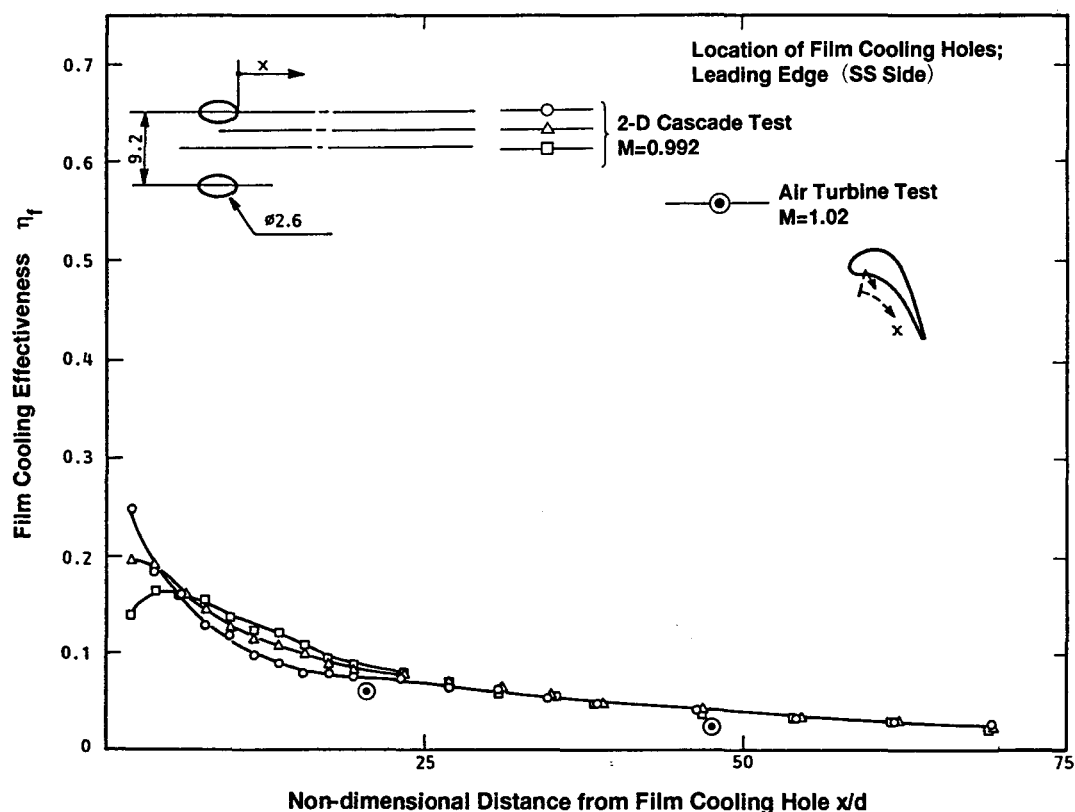


図5.2.12 翼腹側(PS1)での吹き出しにおけるフィルム冷却効率分布

翼前縁のフィルム冷却孔 (LE) より吹き出した場合の翼背側、翼腹側のフィルム冷却効率測定結果を回転動翼面上での測定結果と比較して図5. 2. 9, 図5. 2. 10中に示す。静止翼列と回転翼列とでは、一致する質量流束比 M の測定データが無いため、 M の近くの値の測定結果を比較した。図5. 2. 9 に示したごとく翼背側では、最もフィルム冷却効率の高いと予測されるフィルム冷却孔位置がよどみ点より 30° のところにあけられたフィルム冷却孔の下流を回転動翼では測定しているが、回転動翼の翼背側のフィルム冷却効率は、二次元低速翼列で測定したフィルム冷却効率と非常によく一致していることが明らかになった。このことは、回転動翼の翼背側の平均フィルム冷却効率は第3章の二次元低速翼列の実験で明らかにしたフィルム冷却効率を推定する実験式 (3. 2. 11) を用いて回転効果に相当する修正係数を掛けることによって推定可能であることを示している。

一方、翼腹側では図5. 2. 10より明らかなごとく同一の測定を行っているが、傾向が一致しない。これは、翼腹側では回転動翼面上のフィルム冷却空気は、翼の先端の方向に流される傾向にあり^[2]、フィルム冷却孔の下流を直線上に測定を行ってもフィルム冷却効率の最高点がずれるためである。しかし翼腹側は凹面上の境界層の不安定性によって主流とフィルム空気の混合が促進されるために、吹き出し孔近傍を除き平均的なフィルム冷却効率になると考えられ、この点から回転動翼の翼前縁のフィルム冷却孔 (LE) より吹き出した場合の翼腹側面上での測定データと静止系で測定した値を比較すると、回転動翼面上の方がはるかに急激にフィルム冷却効率が低下していることが図5. 2. 10よりわかる。これは、静翼のノズルウェークによる非定常流の効果が影響していると考えられる。

翼背側のフィルム冷却孔 (SS) より吹き出した場合の翼背側のフィルム冷却効率の測定結果を回転動翼面上での結果と比較して、図5. 2. 11中に示した。静止翼列では、フィルム冷却孔の下流の3列、すなわち、冷却孔と冷却孔間の下流方向およびそれらの中間のフィルム冷却効率を測定した。一方、回転動翼ではフィルム冷却孔間を下流方向に測定しているために、フィルム冷却効率の最小値の箇所を測定していることになる。図5. 2. 11に示す静止翼列と回転動翼の値を比較すると、フィルム冷却空気の吹き出し点から $x/d \approx 45$ までの両者のフィルム冷却効率は非常に良く一致していることがわかる。しかし、 $x/d \approx 45$ より下流側で

は、回転動翼面上のフィルム冷却効率は静止系のそれに比較して約30% 低くなっている。このフィルム冷却効率の低くなる領域は、フィルム冷却孔からの吹き出しが広がり、二次元性を有する領域である。

図5.2.11中に示した静止翼列実験の3ヶ所の点で測定したフィルム冷却効率はきわだったフィルム冷却効率の違いを示している。すなわち、翼背側ではフィルム冷却空気は翼面に付着して、翼高さ方向の混合が小さいことを意味している。そしてフィルム冷却孔から下流方向に $x/d \approx 45$ までは、フィルム冷却の三次元性が残っており、 $x/d > 45$ においては、横方向に広がって来た噴流が合体し、二次元性のあるフィルムへと変化していると考えられる。

翼腹側のフィルム冷却孔(PS1)より吹き出した場合の翼腹側のフィルム冷却効率の測定結果を回転動翼面上の2ヶ所の点で測定したフィルム冷却効率と比較して図5.3.12中に示す。翼腹側の二次元低速翼列実験においては翼背側と同じように3ヶ所のフィルム冷却孔下流の線上でのフィルム冷却効率を測定した。図5.2.12より明らかなごとく、翼腹側のフィルム冷却効率は、翼背側のそれとは相違して、フィルム冷却孔の下流直下より三ヶ所の測定値がほぼ同じ値を示す。この原因は凹面上に吹き出されたフィルム冷却空気は、凹面上に発達した境界層の不安定性に基づき乱流混合が促進されるために、あるいは凹面上のゲルトラー渦による混合促進の効果のためと考えられる。また、フィルム冷却効率の値は翼背側に比較して低く、かつ、下流方向に急激に減少している。回転動翼面上のフィルム冷却効率の測定点が2点であるために、全体の傾向は議論できないが、翼腹側ではフィルム冷却空気は1ピッチにわたって良く混合していると考ええると、この2点の測定値は平均フィルム冷却効率の値に近いと考えても問題はない。そこで回転動翼のフィルム冷却効率を静止系の平均フィルム冷却効率と比較すると図5.2.12より約20~25% 低目の値を示していることが明らかになった。第3章 3.2節で静翼のノズルウェークの非定常流の影響等を明らかにしたが、回転動翼の腹側におけるフィルム冷却は、回転の影響を受け易いことがこの実験結果に現れている可能性がある。

(3) フィルム冷却の重ね合せに関する検討

回転する動翼の翼背側のフィルム冷却効率の測定結果を用いてフィルム冷却効率の重ね合せが成り立つか否かを検討した。翼背側でのフィルム冷却効率の重ね合せの可否を調べる目的で、(LE)および(SS)からそれぞれ単独にフィルム冷却空気を吹き出した場合と、同時に吹き出した場合のフィルム冷却効率の測定した結果を図5.2.14に示す。2列のフィルム冷却孔からの吹き出しに関してフィルム冷却効率を重ね合せた状態のフィルム冷却効率は、次式より求める^[5]。

$$\eta = \eta_1 + \eta_2 (1 - \eta_1) \quad (5.2.2)$$

フィルム冷却効率の重ね合せは、上流側のフィルム冷却孔から吹き出した冷却空気が下流側のフィルム冷却の主流として作用する考え方である。図5.2.13にフィルム冷却効率の重ね合せの概念図を示す。

第1列目のフィルム冷却孔列による
フィルム冷却効率を η_1 とすると、

$$\eta_1 = \frac{T_{\infty} - T_{f1}}{T_{\infty} - T_{a0}} \quad (5.2.3)$$

第2列目のフィルム冷却孔列による
フィルム冷却効率を η_2 とすると重ね合せが成り立つと仮定することにより、

$$\eta_2 = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{f1} - T_{a0}} \quad (5.2.4)$$

で表される。

第1列目と第2列目のフィルム冷却孔から同時にフィルム冷却空気を吹き出した場合のフィルム冷却効率は次式で定義され、この式に式(5.2.3), 式(5.2.4)を代入すると式(5.2.2)を得る。

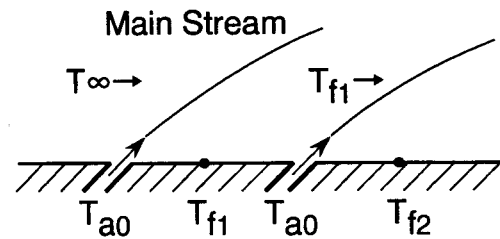


図5.2.13 フィルム冷却効率の重ね合せの概念図

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{f2}}{T_{\infty} - T_{ao}} \quad (5.2.5)$$

$$= \eta_1 + \eta_2(1 - \eta_1)$$

図5.2.14中に式(5.2.2)より求めた値を記入しているが、測定値と式(5.2.2)より求めた値を比較すると、フィルム冷却孔(SS)の吹き出し孔近傍では両者は一致しない。この理由はフィルム冷却孔(SS)の吹き出し孔近傍では、三次元性の強い流れが生じているためと考えられるが、二次元境界層の流れが始まる点($x/s \approx 45$, $x/d \approx 0.6$)より下流では、両者は良く一致しており、フィルム冷却効率の重ね合せが成立していると考えられる。

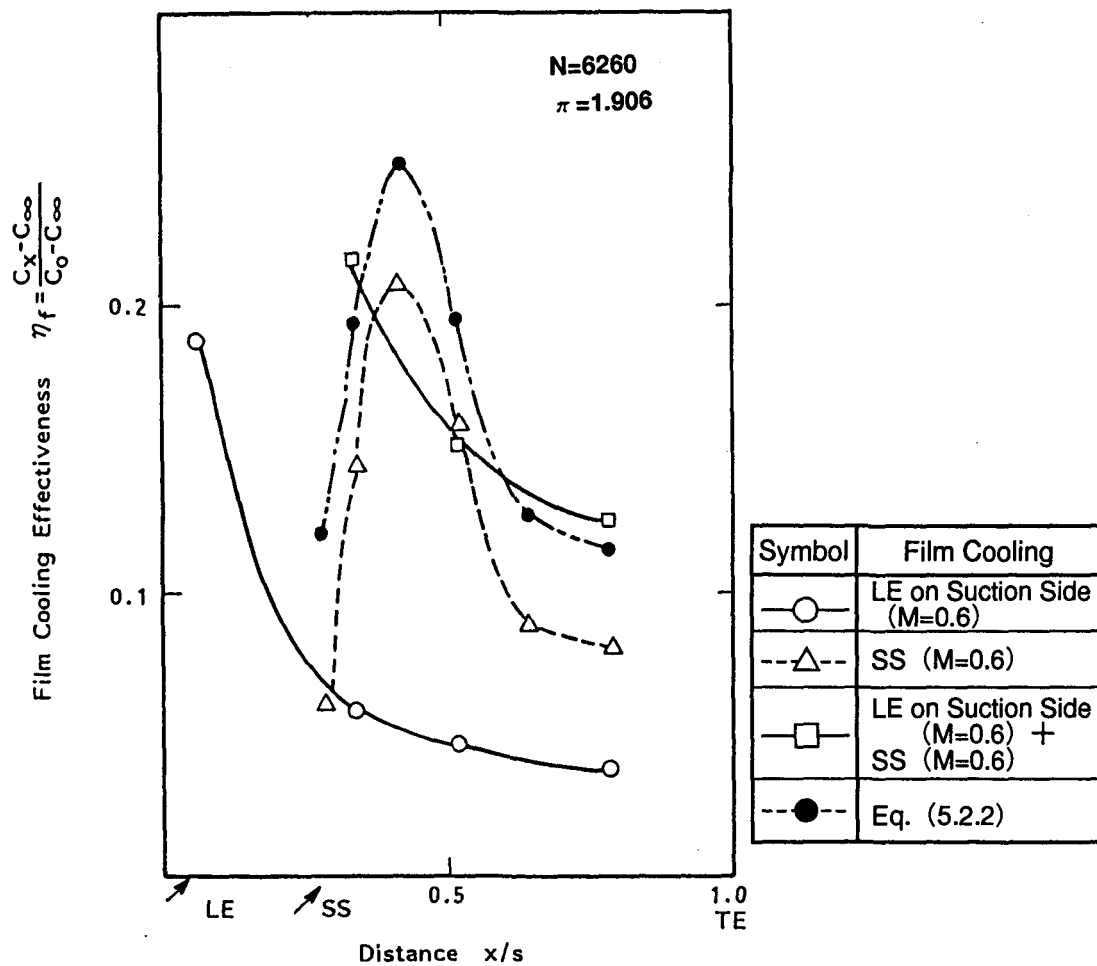


図5.2.14 回転動翼面上でのフィルム冷却効率の重ね合せ

5.5 結 論

空気タービンと低速翼列風洞実験に相似な動翼モデルを用いてフィルム冷却実験を実施し、下記の結論を得た。

- 回転動翼面上翼背側のフィルム冷却効率は、静止翼列のそれと非常に良く一致する。しかし $x/d \approx 45$ より下流のフィルム冷却膜が二次元性を持つ部分では、回転動翼面上のフィルム冷却効率は静止系に比べて約30% 低い。
- 回転動翼面上の翼背側のフィルム冷却効率は、式 (3.2.11) に修正係数を掛けることによって求めることができる。
- 回転動翼面上の翼前縁からの吹き出した場合の翼前縁のフィルム冷却効率は、静止翼列のそれと良く一致する。
- 回転動翼面上の翼腹側のフィルム冷却は、回転の効果により、その効率は静止系に比べて20～25% 低目である。また、効率の減衰率は静止系に比べて大きい。
- フィルム冷却効率の重ね合せは、フィルム冷却孔近傍の三次元性の強い流れ部では成立せず、下流の二次元境界層的流れの部分で成立する。

第5章の文献

- [1] Dring, R.P., Blair, M.F., and Joslyn, H.D., "An Experimental Investigation of Film Cooling on a Turbine Rotor Blade," Trans. ASME Journal of Engineering for Power, Vol.102, pp.80-87, 1980.
- [2] Dring, R.P., Blair, M.F., and Joslyn, H.D., "Research on Centrifugal Effects on Turbine Rotor Blade Film Cooling," AFAPL-TR-78-63, 1978.
- [3] Ito, S., Goldstein, R.J., and Eckert, E.R.G., "Film Cooling of a Gas Turbine Blade," Trans. ASME Journal of Engineering for Power, Vol.100, pp. 476-481, 1978.
- [4] Takeishi, K., Aoki, S., Sato, T., and Matsuura, M., "Film Cooling on a Gas Turbine Rotor Blade," Trans. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 114, pp.828-834, 1992.
- [5] Muska, J.F., Fish, R.W., and Suo, M., "The Additive Nature of Film Cooling from Rows of Holes," Trans. ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 98, pp.457-467, 1976.

第 6 章 フィルム冷却翼のメタル温度の検証

6.1 まえがき

コンバインドプラントの主機としてガスタービンをベースロード運用することが始まって以来、燃焼器、タービン翼といった高温部品は、非常に長時間の使用に耐える必要が生じた。このガスタービンのタービン冷却翼は小型ではあるが、空力、伝熱、振動、材料、強度、コーティング等の要素が複雑に関連した部品であり、このために冷却翼を最適設計するには、要素技術の全分野にわたる調整が必要である。

航空エンジンあるいは小型エンジンのタービン冷却翼を新しく開発する場合、従来用いていた冷却翼をベースに相似設計し、タービン入口温度の上昇に相当する冷却を強化するという方法がとられて来たが、大型産業用ガスタービンの場合第 1 章の図 1. 2. 1 に示すごとく、タービン入口温度の上昇は新しい機種ごとに $150^{\circ}\text{C} \sim 200^{\circ}\text{C}$ 上昇しているために、これに対応して全く新しいコンセプトを導入して冷却翼を設計し、開発した冷却翼の性能を検証する必要があった。しかしこの場合モデルを製作し、実験的に冷却性能を確かめてその結果に基づいて改良を繰り返す開発方法は、組織的でなく非効率的である。そこで、冷却設計を例に取り上げれば、実機を模擬した要素実験によって伝熱データを得て、これを用いて冷却翼を設計する解析コードを構築し、このコードを用いて冷却翼を設計するシステムが効率的である。このシステムを用いて設計される冷却翼は、実機と同じガス温度の条件下でその冷却性能が評価され、最終的にはエンジンの運転状態で冷却性能が確かめられる。この過程を模擬的にフローチャートで図 6. 1. 1 に示す。

本章では、第 2 章から第 5 章にわたって実施したフィルム冷却に関する研究成果を用いて開発したフィルム冷却静動翼の冷却性能の検証実験について述べ、メ

タル温度の推定精度への伝熱実験の寄与を考察する。さらにフィルム冷却翼の開発を、より組織的に行い、またメタル温度の推定精度を向上させることが出来るガスタービン冷却翼の開発システムについて述べ、信頼性の向上策を検討する。

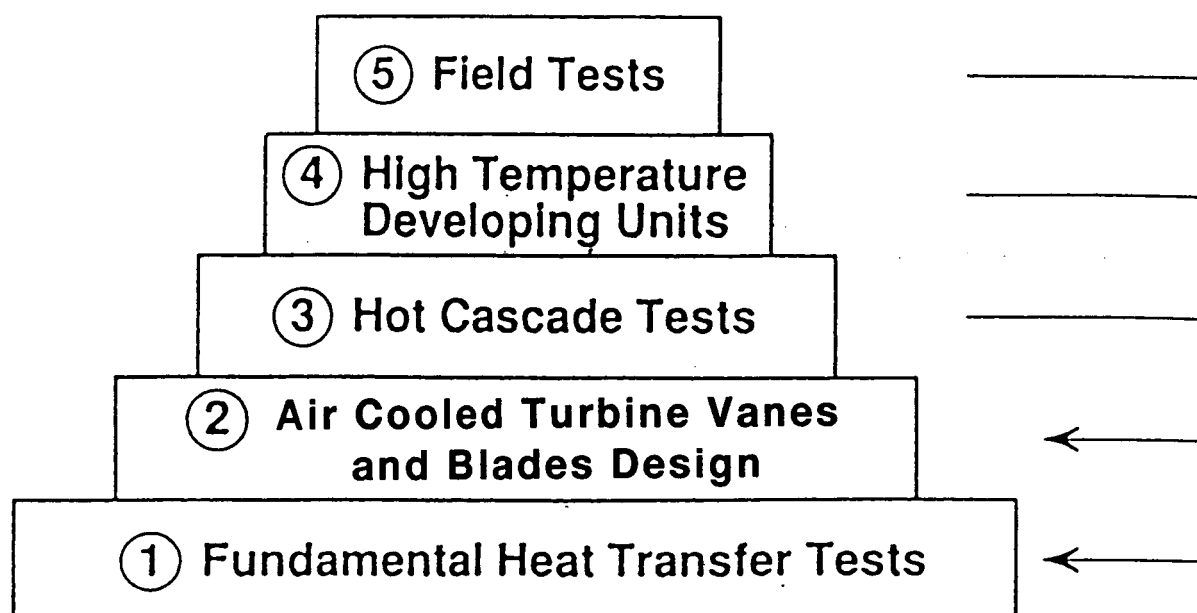


図6.1.1 冷却翼の開発および検証過程

6.2 タービン翼のメタル温度の検証

6.2.1 翼列実験における熱的相似性の考察

高温翼列実験あるいは回転高温タービン実験において、設計した冷却翼の冷却性能を確認する場合の実験条件の相似性について検討する。

実験に用いるモデルは実機のタービン冷却翼と、冷却構造、翼型等について完全に相似である必要がある。モデルと実機の翼のスケール比を σ とすると、実機の運転条件と翼列実験条件とで異なるパラメータは、流体の温度、圧力、主流レイノルズ数（主流マッハ数は、翼列の圧力比 π を合せると一致する）である。

異った条件下で翼列実験を実施し、翼列実験で得られた冷却効率に基づき実機の冷却翼の冷却性能を評価する方法がとられている。まず内部対流冷却翼の冷却効率について検討する。高温ガスタービン用の冷却翼は、熱応力を低減するために薄肉化の傾向にあり、翼のメタル温度を平均温度 $\bar{T}_M$ で代表させることが出来る場合には翼の厚さ方向の熱流束のバランスから次式が成り立つ。

$$q = h_{\infty} (T_{\infty} - \bar{T}_M) = h_a (\bar{T}_M - T_a) \quad (6.3.1)$$

冷却効率 η を次式で定義する。

$$\eta = \frac{T_{\infty} - \bar{T}_M}{T_{\infty} - T_a} \quad (6.3.2)$$

式(6.3.2)に式(6.3.1)を代入して整理すると冷却効率 η は次式で表される。

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{h_g}{h_a}} \quad (6.3.3)$$

翼列実験に関しても式(6.3.3)と同じ式が成り立つ。翼列実験における値に'を付けて区別する。

$$\eta' = \frac{1}{1 + \frac{h_g'}{h_a'}} \quad (6.3.4)$$

式(6.3.3)、式(6.3.4)より

$$\eta = \frac{C}{\frac{1}{\eta'} - 1 + C} \quad (6.3.5)$$

$$\text{ここで, } C = \frac{\frac{h_g'}{h_g}}{\frac{h_a}{h_a'}} \quad (6.3.6)$$

翼列実験により η' を測定し、熱的条件の違いである C を補正すれば式 (6.3.5) より実機の η が求められる。 C の補正に関しては、実機および翼列実験が同じ熱伝達率式で表わされると仮定すれば、 C は物性値とスケール比 σ の関数として求まる。

翼外面の熱伝達率式が $h_g \propto Re_x^n \cdot Pr^m \cdot \lambda / x$ で与えられる場合、

$$\frac{h_g'}{h_g} = \left[\frac{\nu_g}{\nu_g'} \right]^n \frac{1}{\sigma^{1-n}} \left[\frac{Pr'}{Pr} \right]^m \frac{\lambda_g'}{\lambda_g} \quad (6.3.7)$$

となる。同様の式が冷却側についても成立する。

つぎにフィルム冷却を行っている静翼に関しては、形状が相似でかつ空力的条件が相似な場合、次の無次元量を合す必要がある。

$$\text{質量流束比} \quad M = \frac{\rho_a u_a}{\rho_\infty u_\infty} \quad (6.3.8)$$

また、回転している動翼であればさらに次式を合す必要がある。

$$\text{回転パラメータ} \quad \xi = \frac{r \omega}{u_a} \quad (6.3.9)$$

冷却空気流量 G_a の主流流量 G_∞ に対する比を $\phi = G_a / G_\infty$ 、ガス側の流路面積を A_g 、フィルム冷却孔の孔面積を A_a とすると、

$$M = \phi \frac{A_g}{A_a} \quad (6.3.10)$$

$$\frac{M'}{M} = \frac{\phi'}{\phi} \quad (6.3.11)$$

静翼では翼列実験と実機のフィルム冷却の質量流速比 M を一致させるためには、式 (6.3.11) より空気流量比を同じにする必要がある。

一方回転している動翼では、空力的に相似条件を満たせば、式（6.3.9）より

$$\frac{\xi'}{\xi} = \frac{U_a'}{U_a} \quad (6.3.12)$$

が成り立ち、この式より翼面上のフィルム冷却空気の吹き出し流速比を合す必要がある。

6.2.2 タービン第1段静翼のメタル温度

(1) 実験装置と供試体

産業用ガスタービンに用いられるフィルム冷却翼のメタル温度解析精度を検証するために、実機エンジン相当の条件下で高温翼列実験を実施した。高温翼列実験に用いた実験装置は、出力25MWのMW-252型ガスタービン駆動の圧縮機を空気源とした実機と相当の条件下で燃焼器あるいは冷却翼が実験可能な実圧燃焼実験装

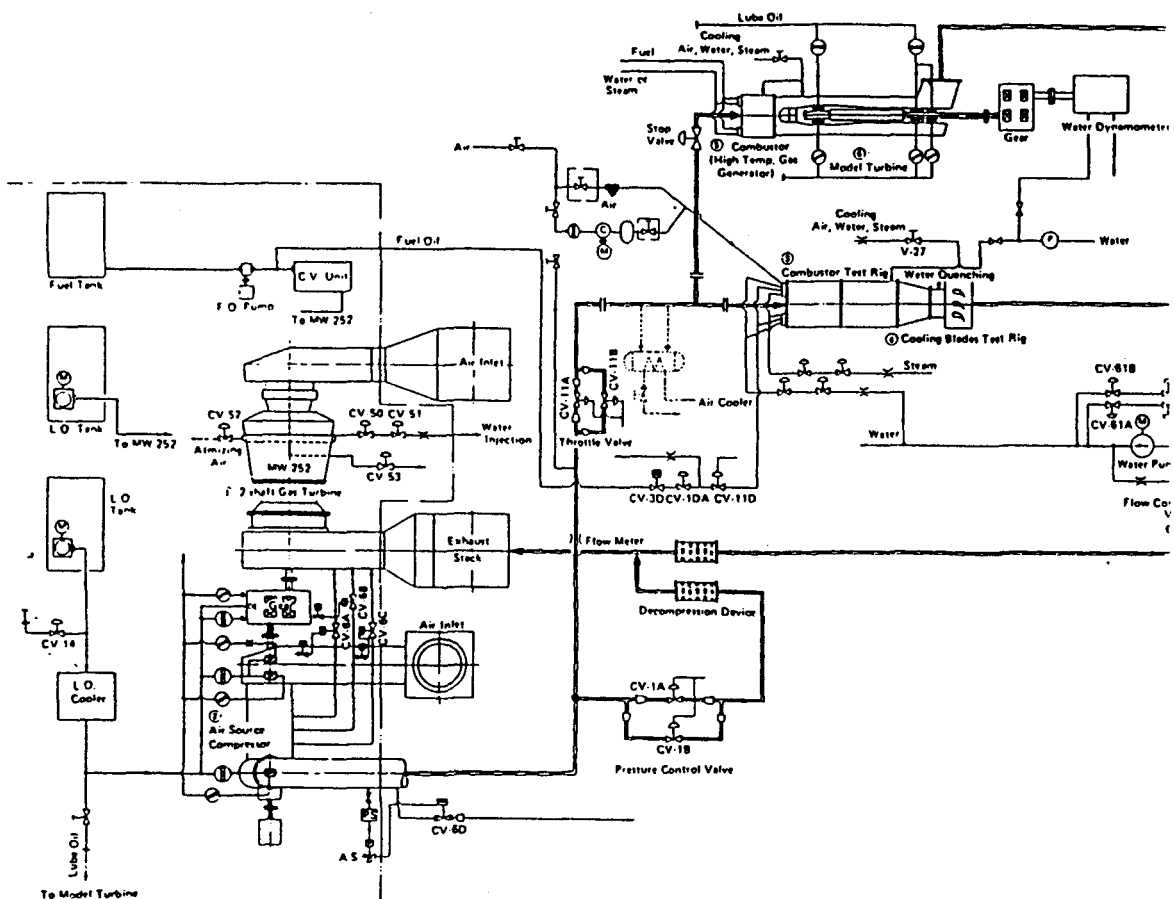


図6.2.1 ガスタービン実験設備運転系統図

置である。実圧燃焼実験装置の系統図を図6.2.1 に、装置の断面図を図6.2.2 に、また装置の仕様を表6.2.1 に示す^[5]。

まず、フィルム冷却を用いていない内部対流冷却構造の501B型ガスタービンの第1段静翼のメタル温度を実機相当の条件下で実圧燃焼実験装置を用いて、測定した^[6]。実験に用いた501B型ガスタービンの第1段静翼の冷却構造を図6.2.3 に示す。501B型ガスタービンの第1段静翼の冷却構造には内部対流冷却を採用しており、翼前縁および翼背側の前縁に近い部分をインピンジメント冷却し、他は翼内面壁とインサートの間に冷却空気を流す単純な対流冷却を採用している。501B型ガスタービンの第1段静翼にはフィルム冷却を採用していないため、タービン翼のメタル温度はガス温度 T_g 、冷却空気温度 T_a 、ガス側熱伝達率 h_g 、および

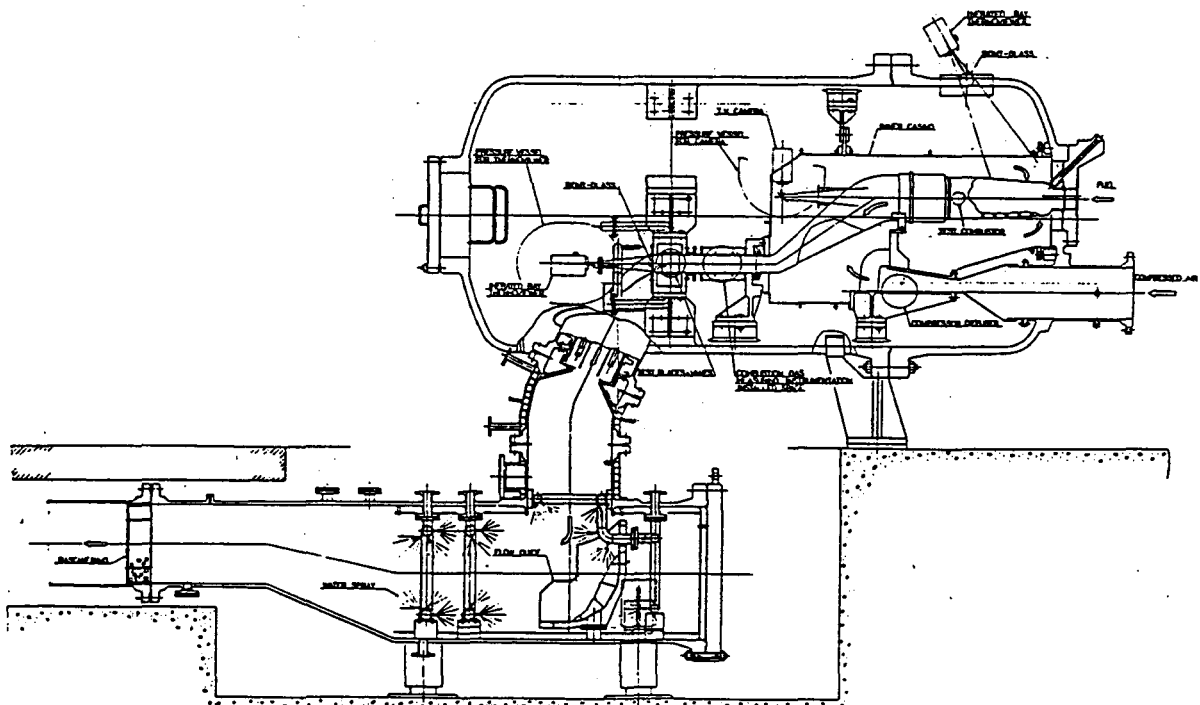


図6.2.2 実圧燃焼実験装置

表6.2.1 実圧燃焼実験装置仕様

Flow Rate	50kg / s
Maximum Pressure	15kg / cm ² G
Combustor Exit Temperature	1500°C

冷却側熱伝達率 h_c のパラメータで決まる。このため、フィルム冷却を採用したタービン翼に比べればメタル温度の精度が容易に検証可能である。

つぎに、フィルム冷却を行なっている501D型ガスタービンの第1段静翼を用いて同様の実機条件における高温翼列実験を実施した^[7]。実験に用いた501D型ガスタービンの第1段静翼の冷却構造を図6.2.4に示す。501D型ガスタービンの第1段静翼の冷却構造には二つのインサートによるインピンジメント冷却、翼背側の前縁に近いところに1列からなるフィルム冷却孔が2箇所、また翼腹側では後縁側に1列からなるフィルム冷却孔が2箇所、そして後縁にピンフィンを採用している。

高温翼列実験における翼列の構成は501B型ガスタービンの第1段静翼の場合も501D型のそれと同じであるので501D型の第1段静翼の場合について説明する。501D型ガスタービンの第1段静翼5枚をセクター状に配置し、4通路からなる翼列を構成した。この翼列の中央の翼でメタル温度を測定し、メタル温度測定翼をはさむ2枚の翼で翼面上の静圧分布を測定して、翼面の速度分布を求めている。翼のメタル温度は、翼内部に取り付けたK型シース熱電対で測定した。測定に用いた熱電対は翼表面に放電加工で溝をあけて、この溝に熱電対をスポット溶接で取り付けした後、翼材とほぼ熱伝導率が等しいニッケルをベースとした材料をプラズマコーティングしその後翼型に研磨することによって取り付けた。タービン翼の材料はコバルトをベースにした材料で熱伝導率が $12\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$ 程度と低いため、熱伝導率の高い銀ロウ付等でシース型熱電対を翼面に埋め込むと、測定されたメタル温度は大きな誤差を伴うこととなる。熱電対を埋め込む材料の熱伝導率がメタル温度の測定誤差へおよぼす影響を解析した結果を図6.2.5に示す。図6.2.5より、冷却翼の典型的な熱的境界条件において、銀ロウ付等の熱伝導率の高い材料で取り付けると 14°C 高めの温度を示し、反対に熱伝導率の低いセラミックス材料で取り付けると 16°C 低目の温度を示すことがわかる。

メタル温度を測定する供試翼の主流ガス温度は、翼前方230mmの位置に取り付けた全温管で高さ方向に5点測定した。供試翼への熱電対の取り付け状況および翼列の写真を図6.2.6、図6.2.7に示す。

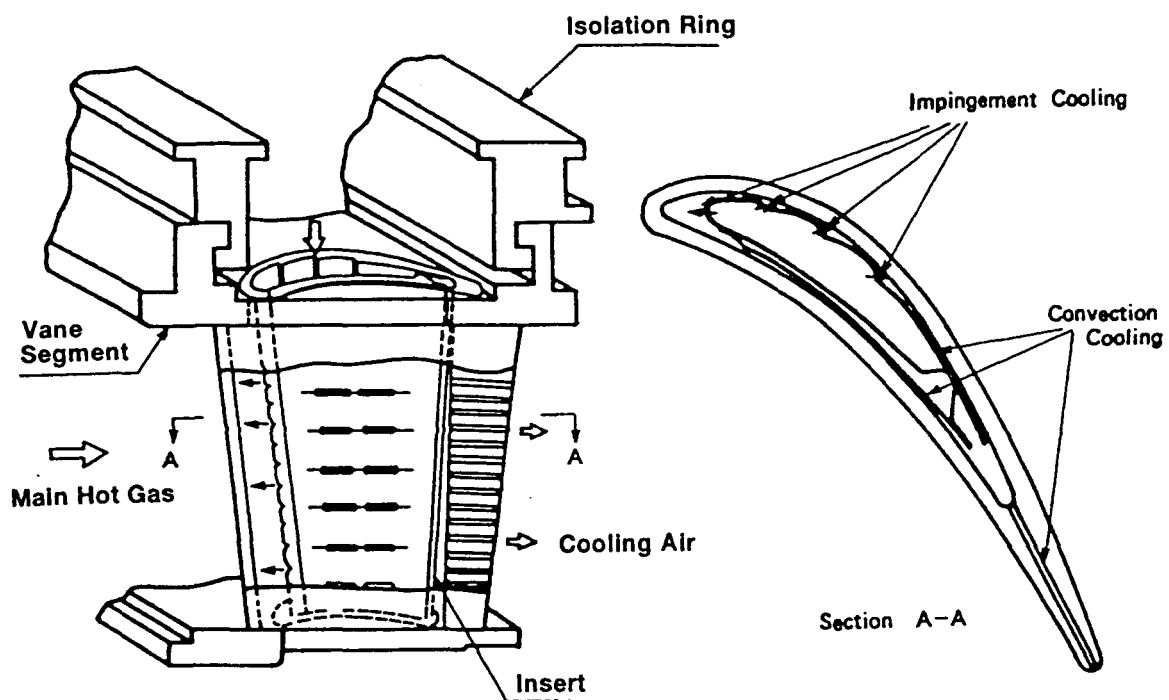


図 6. 2. 3 501B型ガスタービン第 1 段静翼の冷却構造

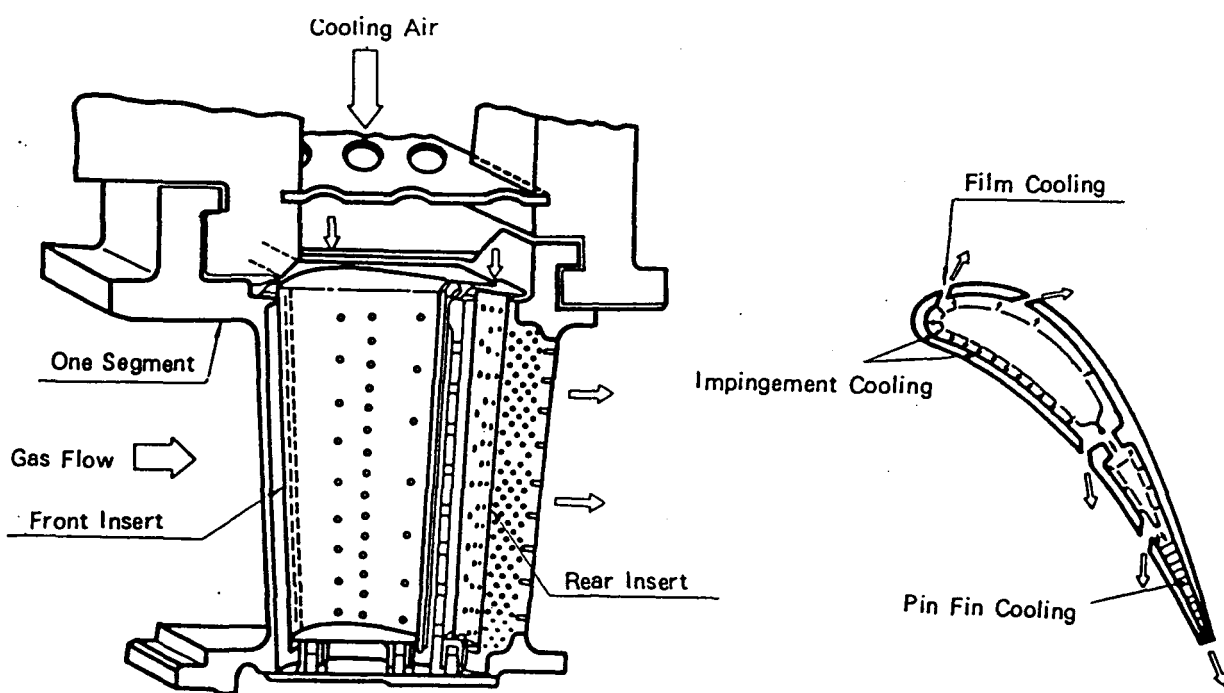


図 6. 2. 4 501D型ガスタービン第 1 段静翼の冷却構造

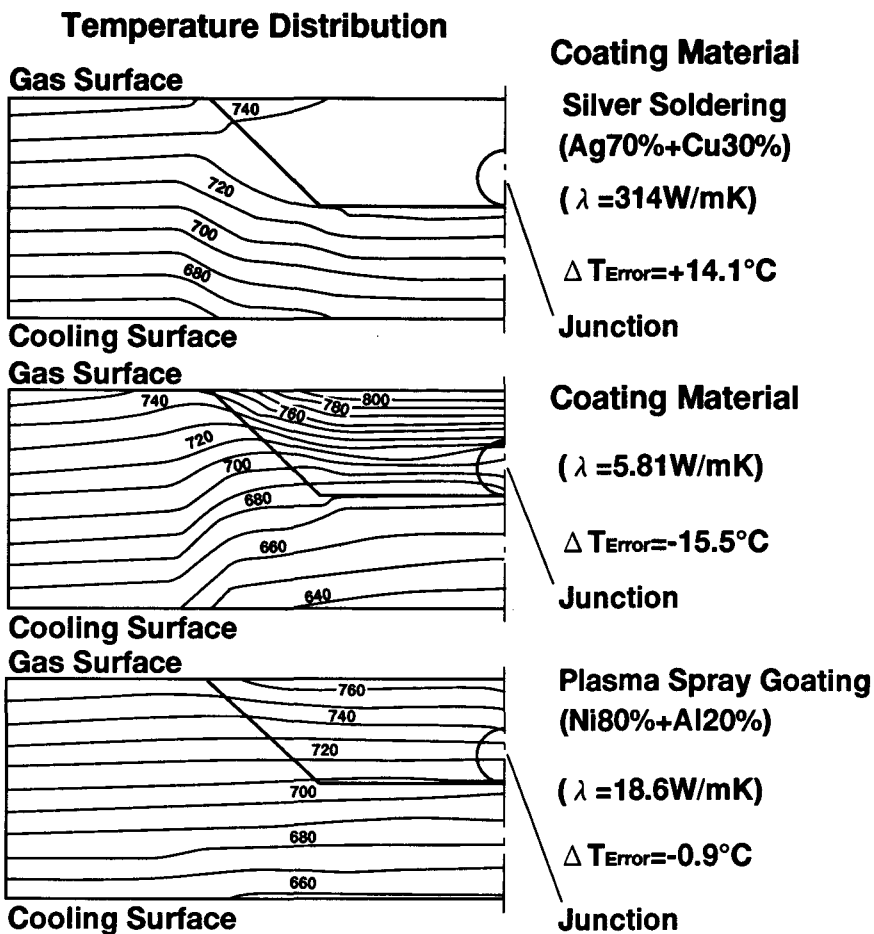
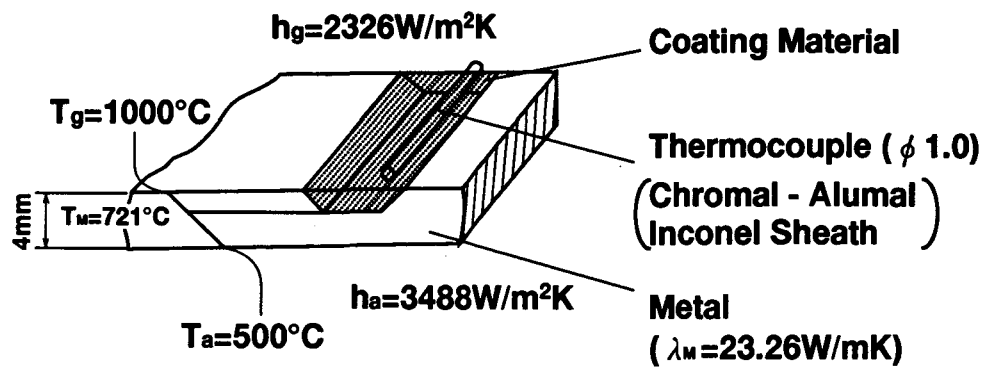


図6.2.5 熱電対埋め込み材料のメタル温度測定誤差への影響



図6.2.6 メタル温度測定翼の熱電対の取付状況
(501D型ガスタービン第1段静翼)

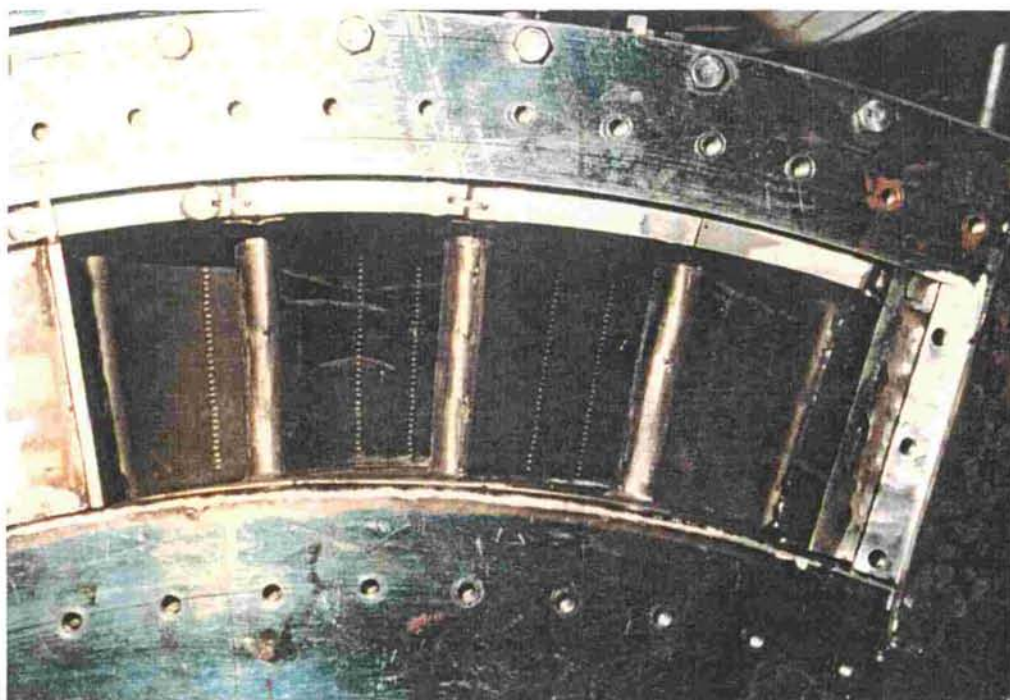


図6.2.7 高温翼列実験用501D型ガスタービン第1段静翼列

(2) 実験結果および考察

まず内部対流冷却翼である501B型ガスタービンの第1段静翼の高温翼列実験条件を表6.2.2に示す。メタル温度測定翼をはさむ2枚の翼で翼面の静圧分布を測定した。その静圧 P_s と翼前方230mmのところに取り付けた全圧管で測定した全圧 P_t より、 $u = \sqrt{2g(P_t - P_s) / \gamma}$ から翼面上の境界層外縁の速度分布 u を求めた。その結果を図6.2.8に示す。同図中には、タービン設計システムTDSYS [2] [3] [4] により解析した翼面の速度分布を併記したが、 $\pm 10\%$ の誤差で良く一致していると考えられる。この速度分布に基づいて翼面の境界層解析を実施し、翼まわりの熱伝達率分布を求めた。501B型ガスタービンの実機相当の圧力およびタービン入口温度条件下で測定した50%高さのメタル温度分布を図6.2.9に示す。501B型ガスタービンの第1段静翼の冷却構造は、図6.2.3に示したごとく単純な対流冷却から成り立っているので、内部を流れる冷却空気の配分は各部の冷却通路寸法に基づくフローネットワークを解くことによりインピンジメント冷却および対流冷却部の冷却空気量を求めた。この冷却空気量と冷却構造の寸法より翼内面の冷却面の熱伝達率を求め、さらにエネルギーバランスを解くことにより冷却空気の温度上昇量を求めた。以上の一連の解析は、タービン翼のメタル温度を解析するTACCOOLコードによりくり返し収れん計算を実施した。以上の方法で求めたメタル温度の測定値と解析値を比較して図6.2.9に示す。

表 6. 2. 2 501B型ガスタービン第1段静翼翼列実験条件

Average Gas Temperature	1022 °C
Flow Rate (per one vane)	4.92 kg/s
Inlet Gas Pressure	10.44 ata
Exit Gas Pressure	6.56 ata
Pressure Ratio	1.59 (-)
Cooling Air Temperature	288 °C

図 6. 2. 9 より，内部対流冷却翼の場合TACOOLコードによってメタル温度が，精度良く推定できることが明らかである。この図において解析値と測定値の不一致箇所を検討するとまず翼前縁に近い翼背側の $x/s \approx 0.1$ においては，測定値のメタル温度が低目であるが，これは乱流遷移点が実験状態では前縁より後ろにずれているためであると推定される。また翼背腹面の後縁近傍の $x/s \approx 0.75$ 付近

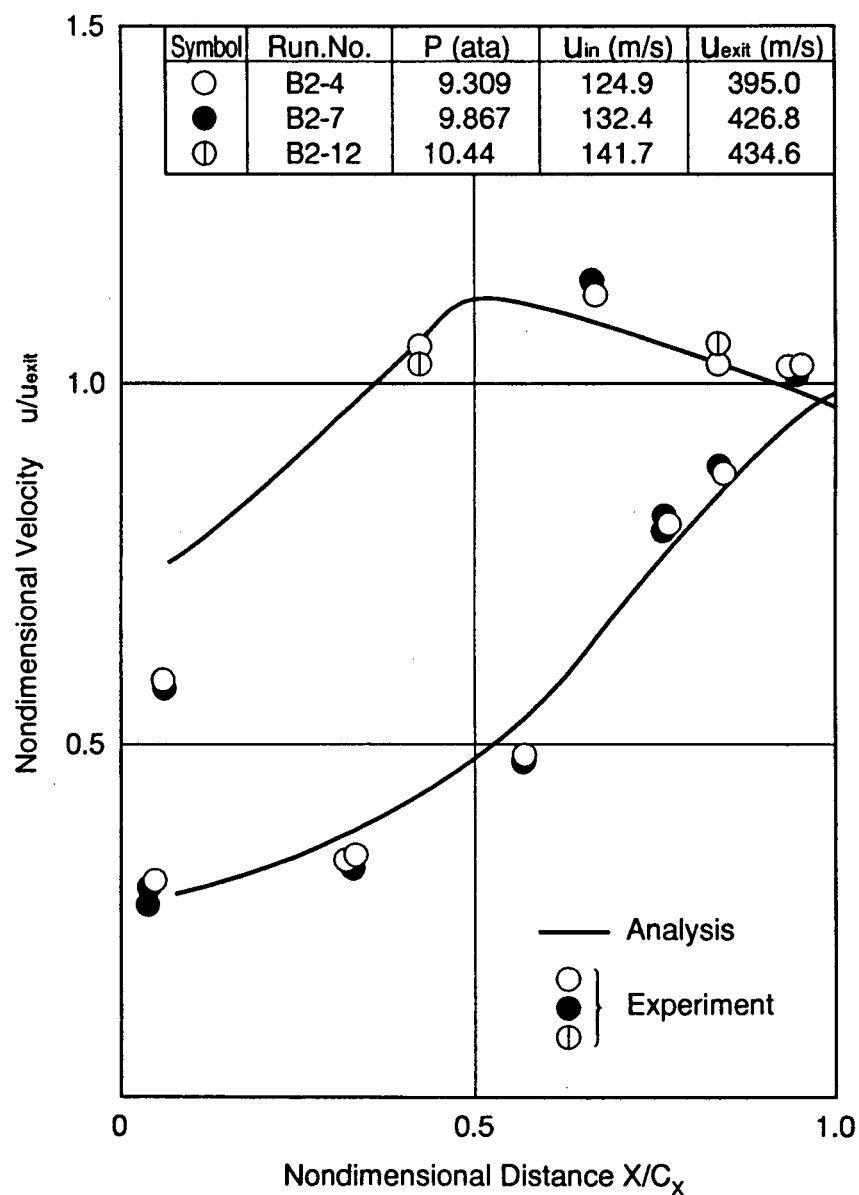


図6. 2. 8 501B型ガスタービン第1段静翼翼面速度分布測定結果

のメタル温度が解析値に比較して低い理由は、この部分は図 6. 2. 3 に示した 501B 型ガスタービンの第 1 段静翼の後縁のスロットの入口付近に相当し、後縁のスロット入口近傍の管内流の発達領域の熱伝達率が高いためと考えられる。

内部対流冷却構造を持つ 501B 型第 1 段静翼の高温翼列実験により、メタル温度解析コード TACOOL の精度が確かめられたので、つぎにフィルム冷却を採用したタービン静翼のメタル温度の精度を検証するために 501D 型ガスタービンの第 1 段静翼の高温翼列実験を実施した。この 501D 型の第 1 段静翼の高温翼列の実験条件を表 6. 2. 3 に示すが、翼列平均入口ガス温度 $\bar{T}_g = 1154^\circ\text{C}$ 、冷却空気温度 $T_a = 374^\circ\text{C}$ の実機運転条件相当下で翼高さ 50% 断面における翼厚さの中央で熱電対によってメタル温度を測定した結果を図 6. 2. 10 に示す。なお、実験条件における状態量を用いて TACOOL コードによって翼メタル温度を解析した結果を図 6. 2. 10 に併記した^[7]。図 6. 2. 10 よりメタル温度の測定値と解析値との誤差は最大約 50°C である

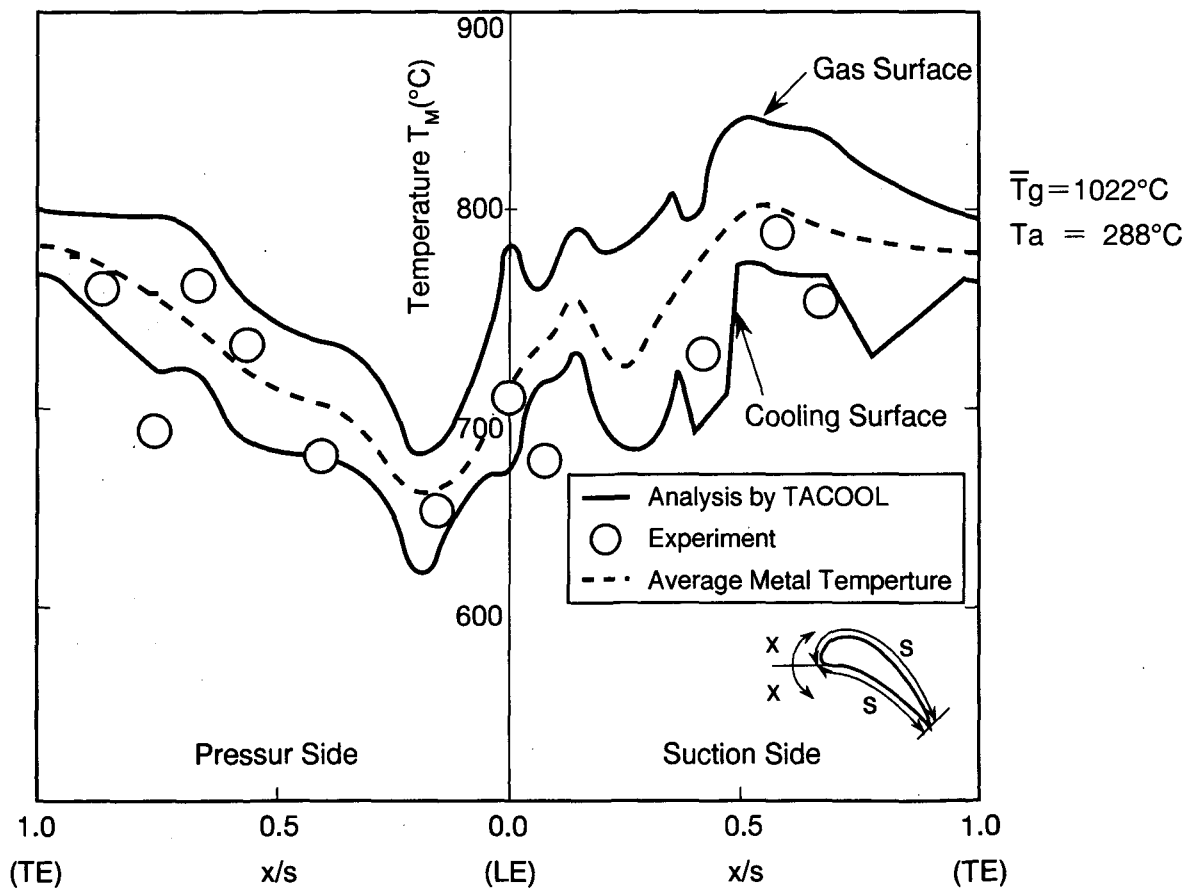


図 6. 2. 9 501B 型ガスタービンの第 1 段静翼のメタル温度測定値と解析値の比較

表 6. 2. 3 5 0 1 D 型ガスタービンの第 1 段静翼実験条件

Average Gas Temperature	1154 °C
Flow Rate (per one vane)	6.39 kg/s
Inlet Gas Pressure	12.74 ata
Exit Gas Pressure	8.50 ata
Pressure Ratio	1.47 (—)
Cooling Air Temperature	374 °C

ことがわかる。この誤差の原因を検討するとまず翼前縁近傍の背側（図 6. 2. 10 の ㊶の部分）では、測定されたメタル温度は、解析値よりも約40℃高い。この原因はおそらく、前縁を冷却したインピンジメント冷却空気が翼背側にあけられたフィルム冷却孔より主流に放出するまでに翼内面とインサートの狭いすきまを流れる間に翼背側のインピンジメント冷却の熱伝達率をクロスフロー効果で低下させるが、その効果が伝熱実験で予想している値より翼列実験では大きいためであると考えられる。次に背側のフィルム冷却孔の近傍（図 6. 2. 10 の ㊷部分）では逆にメタル温度の測定値は解析値に比べ約50℃低目となっている。この部分にはフィルム冷却孔が存在する位置で、メタル温度の測定値が低い理由は、フィルム冷却孔の側壁の助走区間の高い熱伝達率を解析では考慮していないためである。以上のごとくフィルム冷却を実施したタービン第 1 段静翼において、実機条件下での翼列実験結果において一部測定値と解析値が異なる箇所が存在するが、全体的なメタル温度分布の傾向は両者非常に良く一致している。ガスタービンのタービン静翼のメタル温度を解析するTACOOL解析コードは、フィルム冷却効率を始めとする種々の冷却翼を構成する伝熱データで構成して作成したコードであるがさらに不一致箇所を改良することによりメタル温度は推定精度±25℃と考えられる。

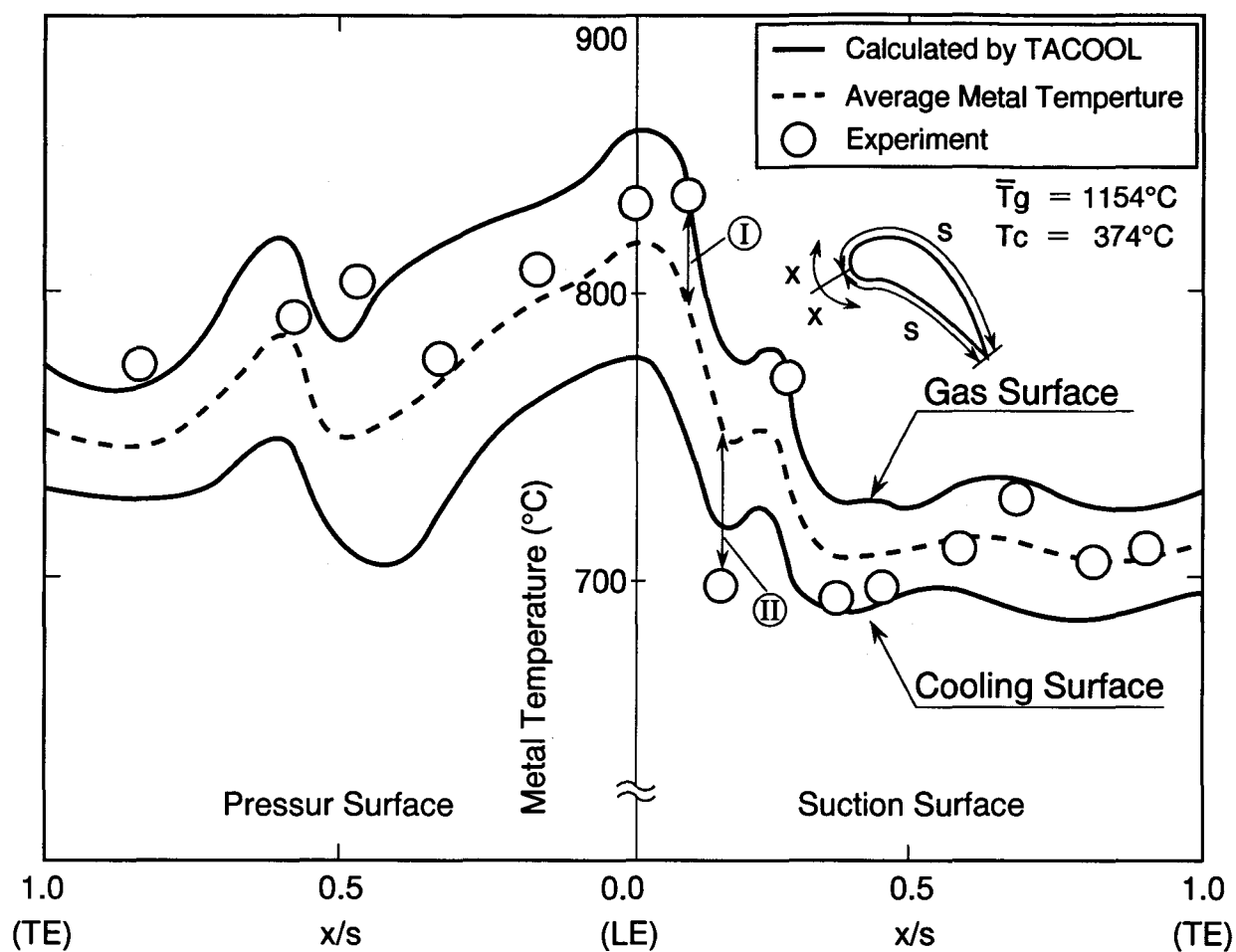


図 6. 2. 10 501D型ガスタービンの第1段静翼のメタル温度測定値と解析値の比較

6. 2. 3 タービン第 1 段動翼のメタル温度

(1) 実験装置と供試翼

まずタービン静翼の場合と同様にメタル温度への影響パラメータの少ない内部対流冷却翼を用いてタービン動翼のメタル温度の推定精度の検証を行なった。高温翼列実験に用いた対流冷却の構造をもつMF-111型ガスタービンのタービン第1段動翼の冷却構造を図 6. 2. 11に示す。またこの動翼のメタル温度を測定するために用いた高温翼列実験装置の構成を図 6. 2. 12に、また翼列の外観を図 6. 2. 13に示す。

MF-111型ガスタービンの第1段動翼の冷却構造は二通路のサーペンタイン流路からなりたっている。このMF-111型第1段動翼5枚を供試翼として用い、翼高さ50%における流入角，流出角を実機と合せ翼列を構成した。図 6. 2. 2 に示すごとく翼列に高温ガスを供給する燃焼器の下流には計測ダクトを設けてガス温度を測定し，その下流に翼列を取り付けている。

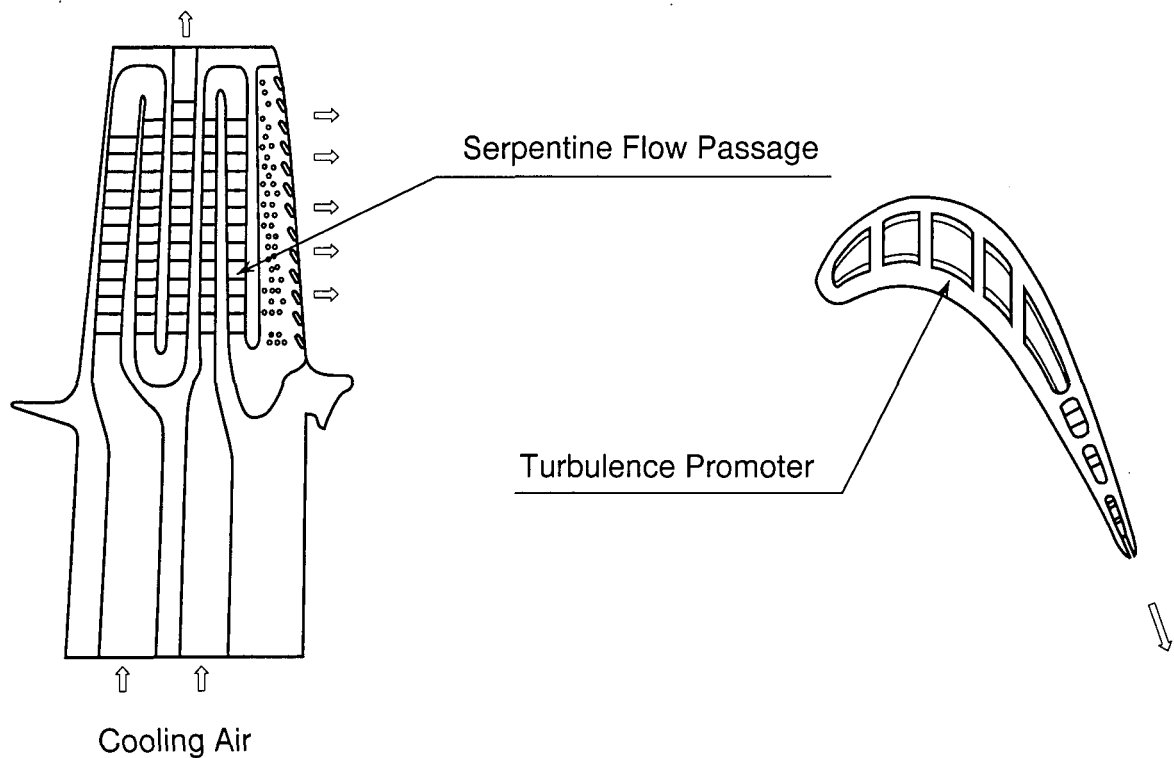


図 6. 2. 11 MF-111 型ガスタービンの第 1 段動翼の冷却構造

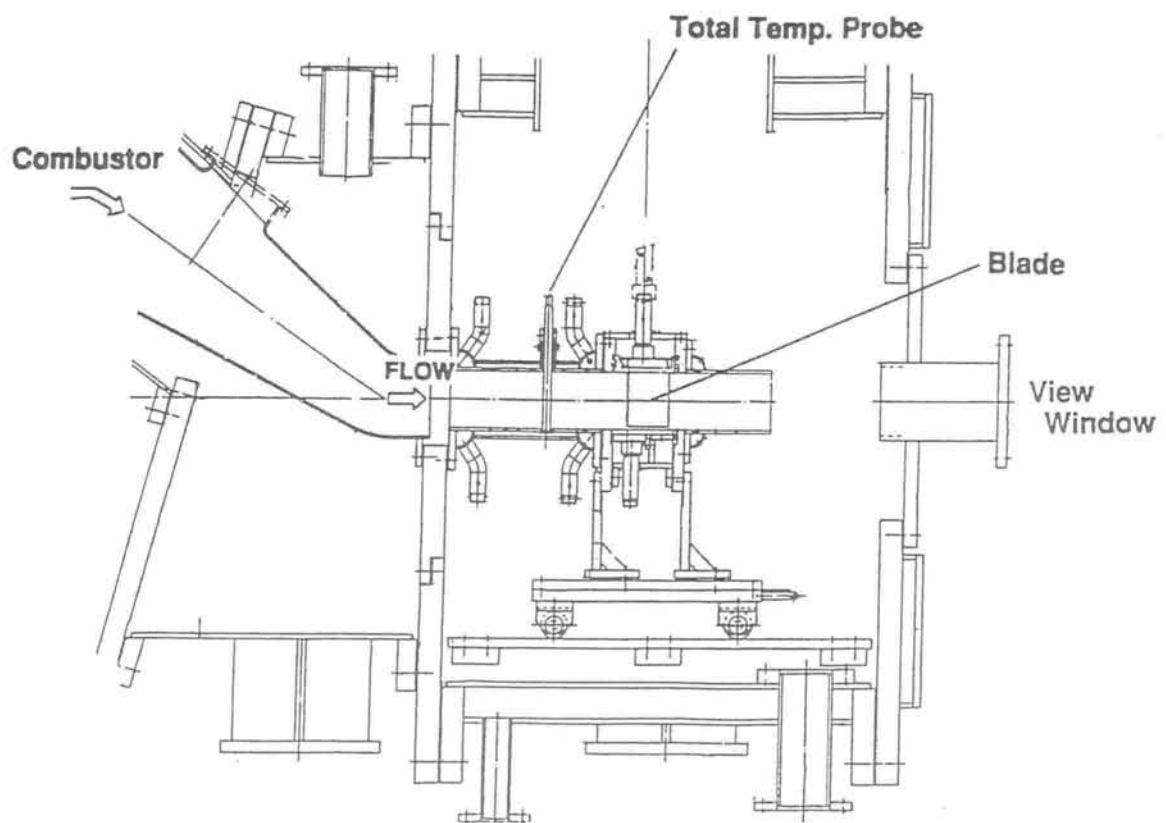


図 6. 2. 12 高温翼列実験の構成

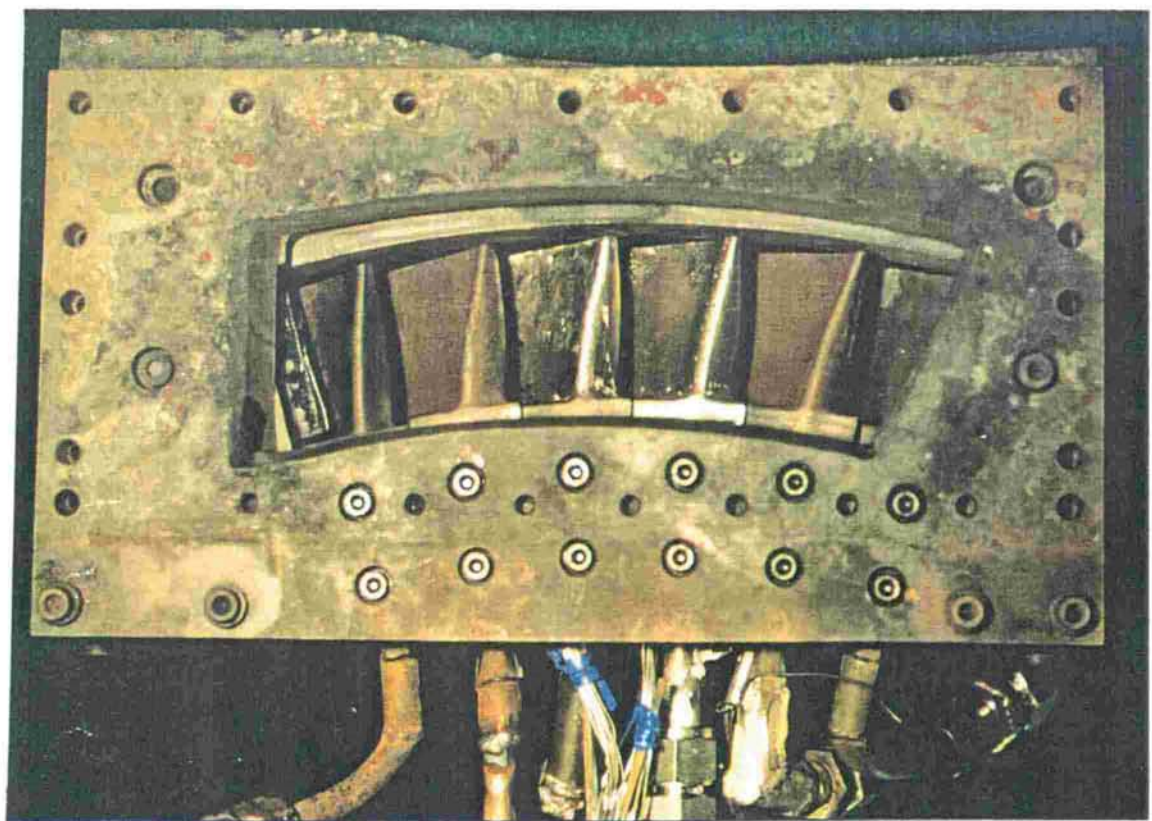


図 6. 2. 13 MF-111 型ガスタービンの第 1 段動翼の翼列の構成

MF-111型ガスタービンの第1段動翼を用いた5枚の供試翼列の、中央の翼にK型熱電対を取り付けてメタル温度を測定した。メタル温度の測定に用いた熱電対は、この翼面に放電加工で溝を明け、その溝に外径0.5φのインコネル被覆シース熱電対を取り付け、ニッケル・アルミ材をプラズマコーティングし、その後翼型に研磨することによって取り付けた。この中央のメタル温度計測翼をはさむ両側の翼には翼面に静圧タップを設け、実験状態での翼面の静圧分布を測定した。ダクトでのガス温度の分布の測定には、新しく開発した放射誤差が小さく、1400℃までの高温ガス温度を精度良く測定できるセラミックス全温管を用いた。このセラミックス全温管の全体図と構成部品を図6.2.14に示す^[8]。



図 6. 2. 14 セラミックス全温管

セラミックス全温管は、温度測定用の熱電対として白金シースの白金・白金ロジウム熱電対、サポート材料として高温強度に秀れた炭化珪素を用い、熱電対回りの放射シールドおよび熱電対のサポートには放射率が約0.2と低くかつ熱伝導率の低いアルミナから構成されている。このセラミックス全温管は、高温強度に秀れる無冷却のサポートと放射シールドにより、ガス温度を1400℃程度まで精度良く測定することができる。このセラミックス全温管の温度測定精度を検定した。

1000℃を越えるガス温度を測定する全温管の高温における精度を検定することは困難であるが、全温管で測定するガス温度は冷却翼の冷却性能を評価する基準として重要な値であるために、均一な温度分布を持つ高温風洞中で、5層放射シールドを施した基準温度計の測定値と相対比較することによって、セラミックス全温管の温度測定精度を検定した。なお温度測定の基準として用いた5層放射シールド温度計の構造を図6.2.15に示す。

実験に先立ち温度測定の基準として用いた多層放射シールド温度計の放射シールドの効果を検討した。大気圧条件下で、多層放射シールド温度計のまわりを取り囲む壁の温度を T_w 、流速 u_g 、ガス温度 T_g と仮定して、放射シールドの層数をパラメータに多層放射シールドした温度計の示度を解析した結果を図6.2.16に示す。^{〔8〕} 図6.2.16より、高温風洞の壁温度を主流温度に近づけて放射シールドを5層以上行なうと、ガス温度の測定誤差は10℃以下となり高温ガスを測定する基準の温度計として用いることが出来る考えられる。

以上より5層の放射シールドを施した基準温度計を製作し、基準温度計とセラミックス全温管を高温風洞に取り付けて、ガス温度の精度検定を実施している状況を図6.2.17に示す。以上の方法で、セラミックス全温管のガス温度の測定精度を検定した結果を図6.2.18に示す。図6.2.18より、セラミックス全温管は、温度測定精度の高いプローブであると言える。

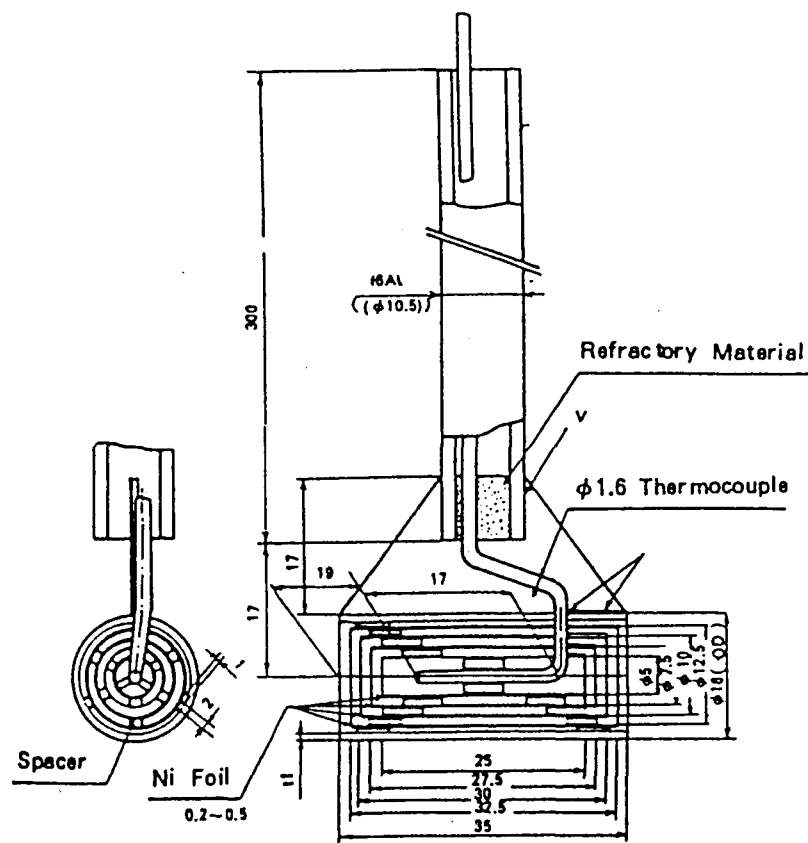


図 6. 2. 15 5 層放射シールド温度計

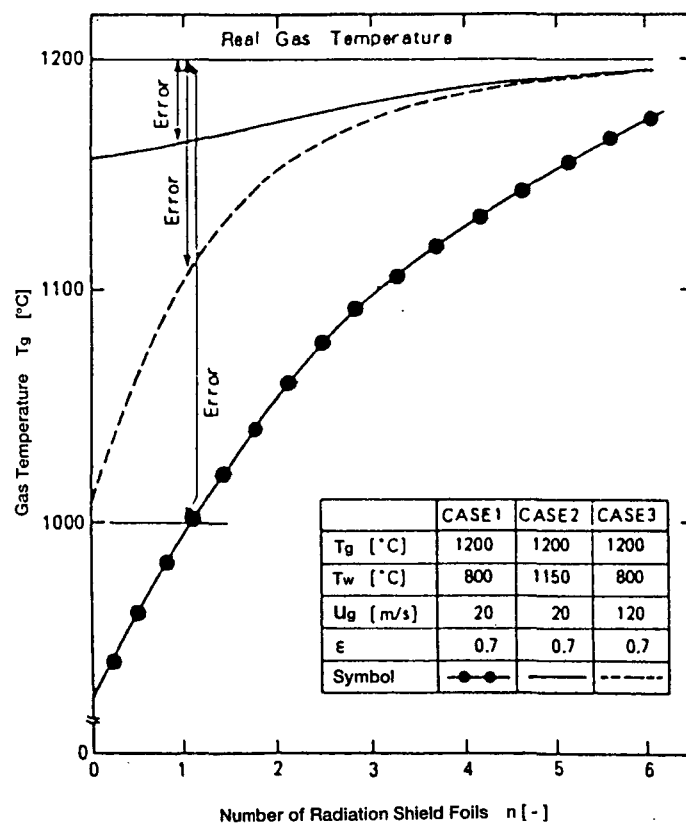


図 6. 2. 16 放射シールドの効果

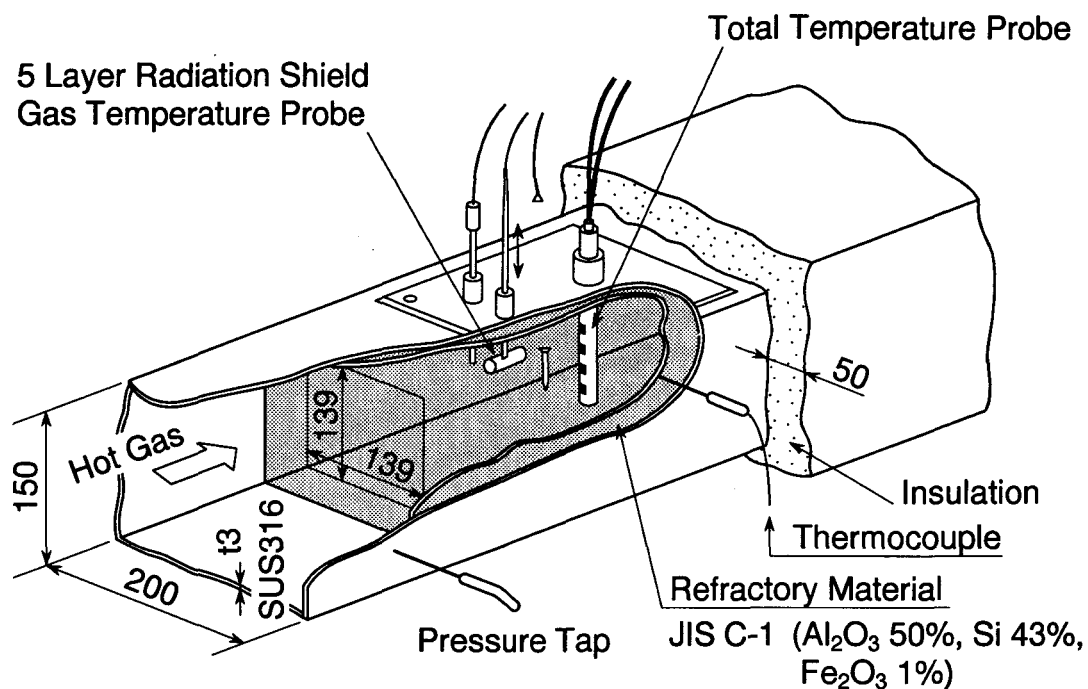


図 6. 2. 17 セラミックス全温管の検定状況

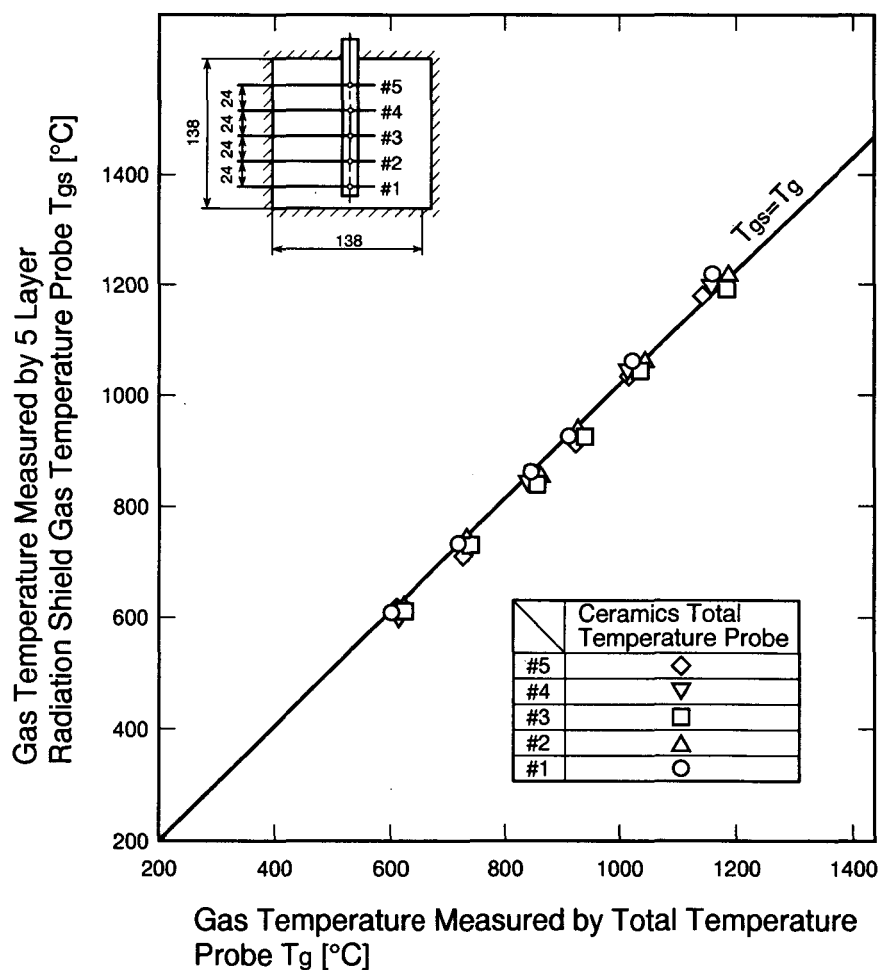


図 6. 2. 18 セラミックス全温管の検定結果

次にフィルム冷却を行っている501F型ガスタービンの第1段動翼について、同様の高温翼列実験を実施した。501F型ガスタービンの第1段動翼の冷却構造は、図1.3.6に示すごとく3通路のサーペンタイン流路からなり、翼前縁、翼背側および翼腹側の前縁近傍と後縁近傍にフィルム冷却孔を設けている。高温翼列実験装置の50%高さにおける流入角、流出角およびガス温度を実機と相似になるように、翼列を構成して実験した。501F型第1段動翼のメタル温度測定翼に熱電対を取り付けた状況を写真図6.2.19に、また高温翼列実験用の翼構成を図6.2.20に示す。



図 6. 2. 19 501F型ガスタービンの第1段動翼高温翼列
実験用供試翼への熱電対取り付け状況

以上は静止系でタービン動翼のメタル温度を確認した方法であるが、動翼は回転しているために、最終的には回転した状態でのメタル温度の検証が必要である。この目的のために、高温回転タービン実験装置があるが、この装置は実機タービン翼の縮小相似モデル翼を用いて実機と相似な条件下でタービン動翼の冷却性能を検証するものである。この高温回転タービン実験装置の断面図を図 6. 2. 21 に示す。また高温回転タービン実験に用いた動翼へのメタル温度測定用の熱電対の取り付けとタービンディスク面上のワイヤリングの状況を図 6. 2. 22 に、実験装置全体の写真を図 6. 2. 23 に示す。

以上の過程を踏んで開発されたタービン動翼は、最終的に実エンジンの定格負荷運転の状態ではメタル温度を測定し冷却設計の目標値を満たすか否かを確かめた。

三菱重工業(株)高砂製作所の構内にあるエンジンの工場実負荷試験設備は、発電機で発生した電力を水抵抗器に全て吸収することによってエンジンの最大負荷条件下での試験が可能な設備である。工場実負荷試験設備の系統図を図 6. 2. 24 に示す^[5]。

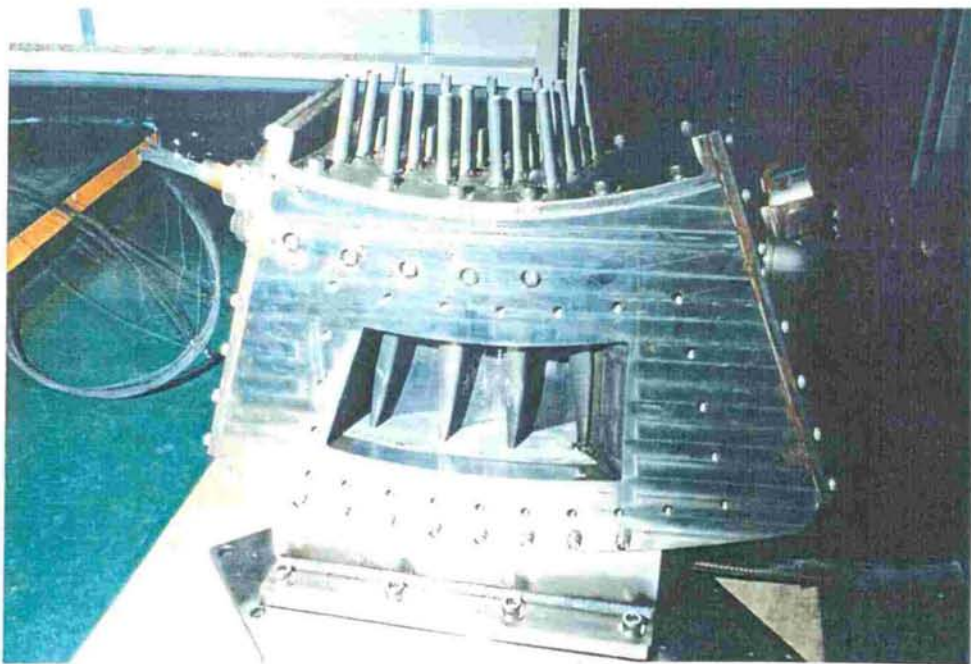


図 6. 2. 20 501F 型ガスタービンの第 1 段動翼高温翼列実験用翼列

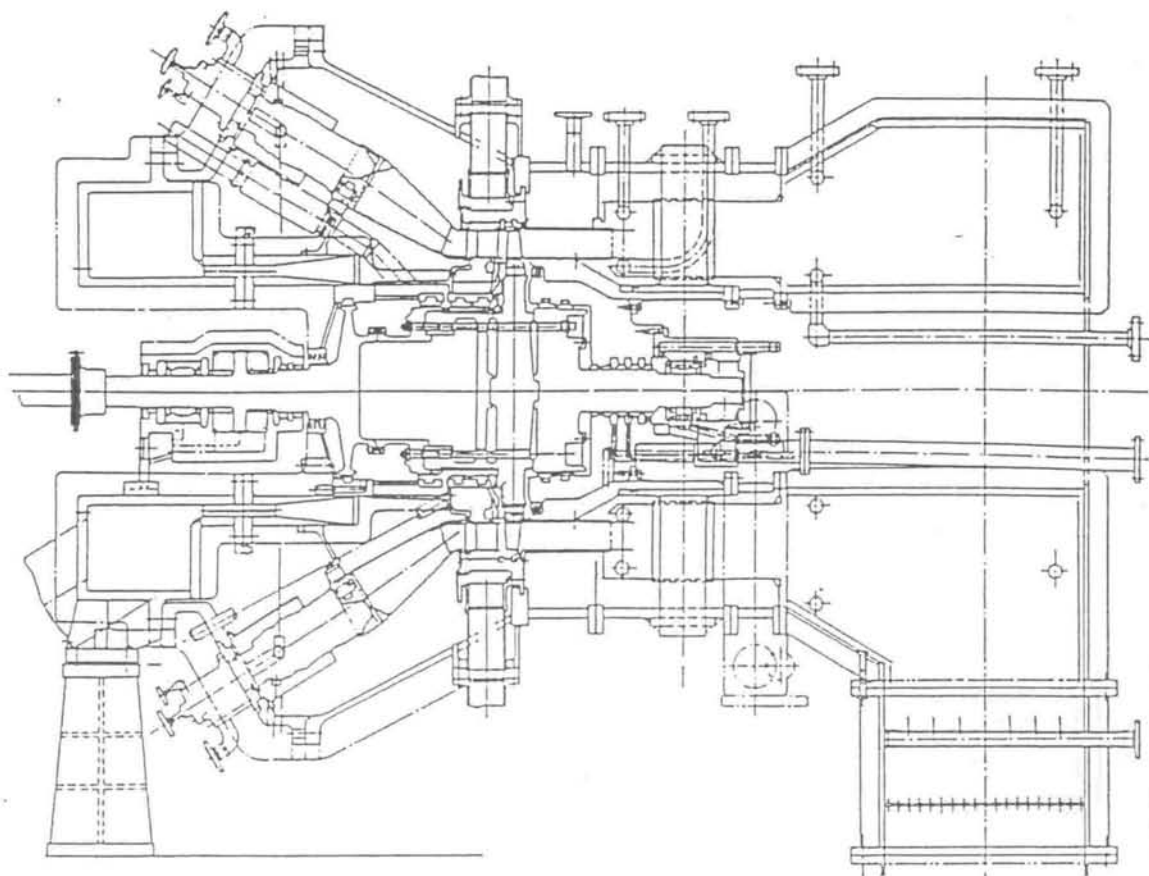


図 6. 2. 21 高温タービン実験装置

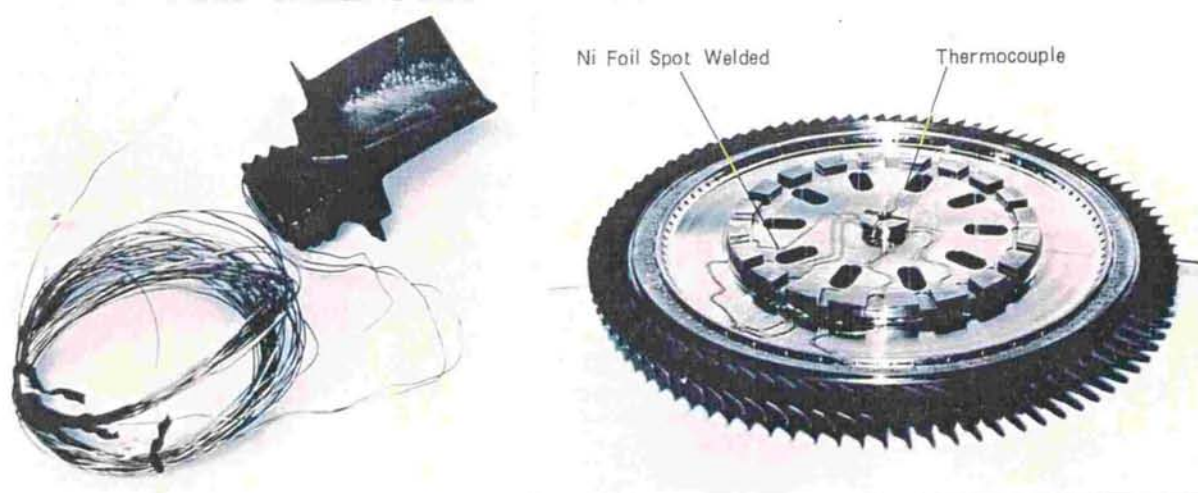


図 6. 2. 22 タービン動翼への熱電対の取り付けおよびワイヤリング

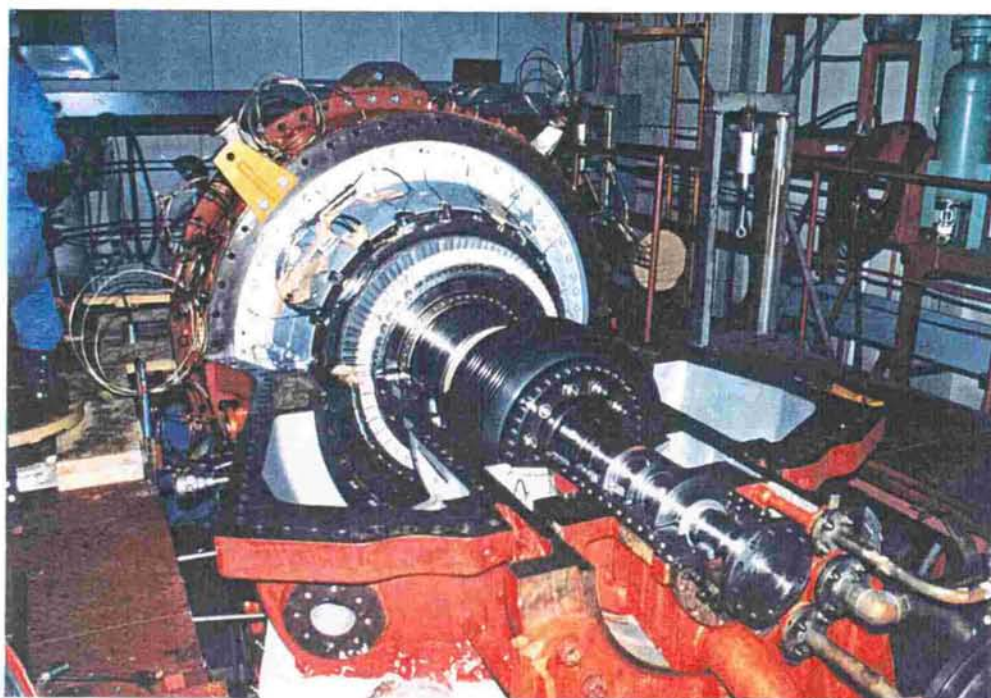


図 6. 2. 23 高温タービン実験装置外観

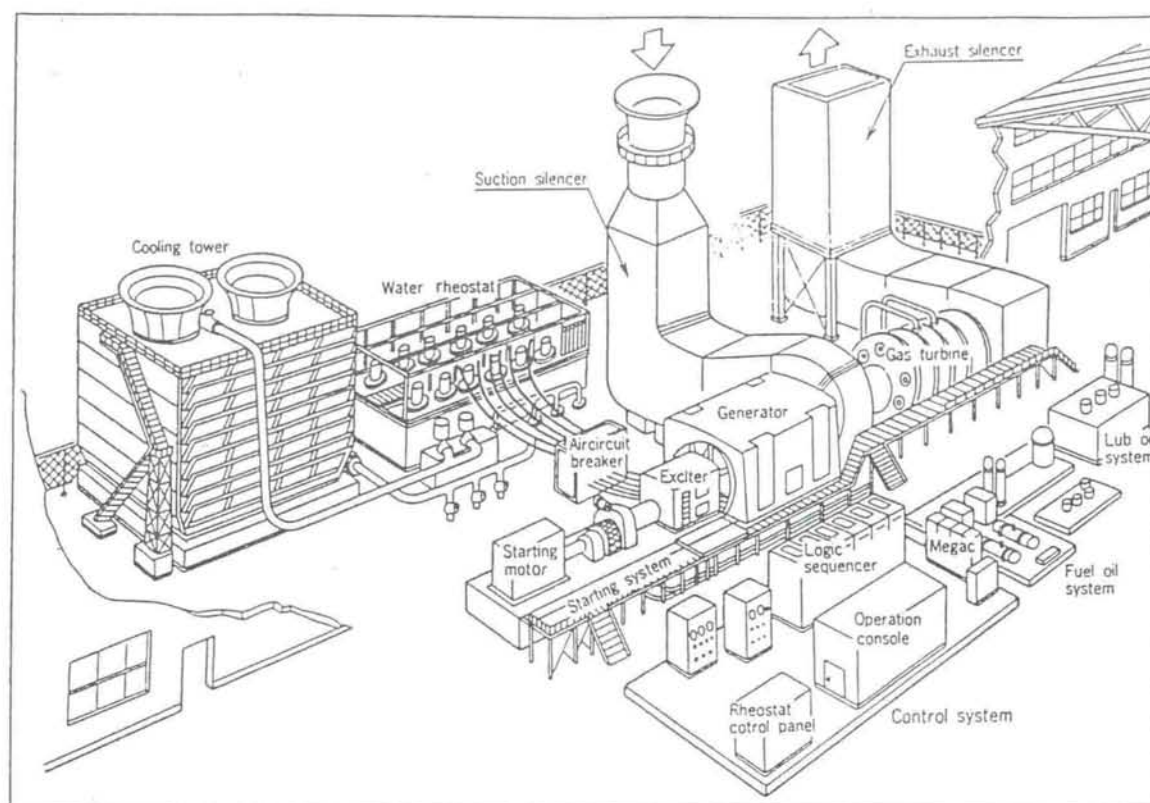


図 6. 2. 24 実負荷試験設備系統図

タービン入口温度1350℃級の501F型ガスタービンの断面図を図6.2.25に示す。この501Fガスタービンの工場実負荷試験においては、1500点にのぼる温度、圧力等の測定を実施したが、図6.2.26にその測定項目を示す^[10]。なお501F型ガスタービンの工場実負荷試験用に準備中のタービンロータ部の写真を図6.2.27に示す。

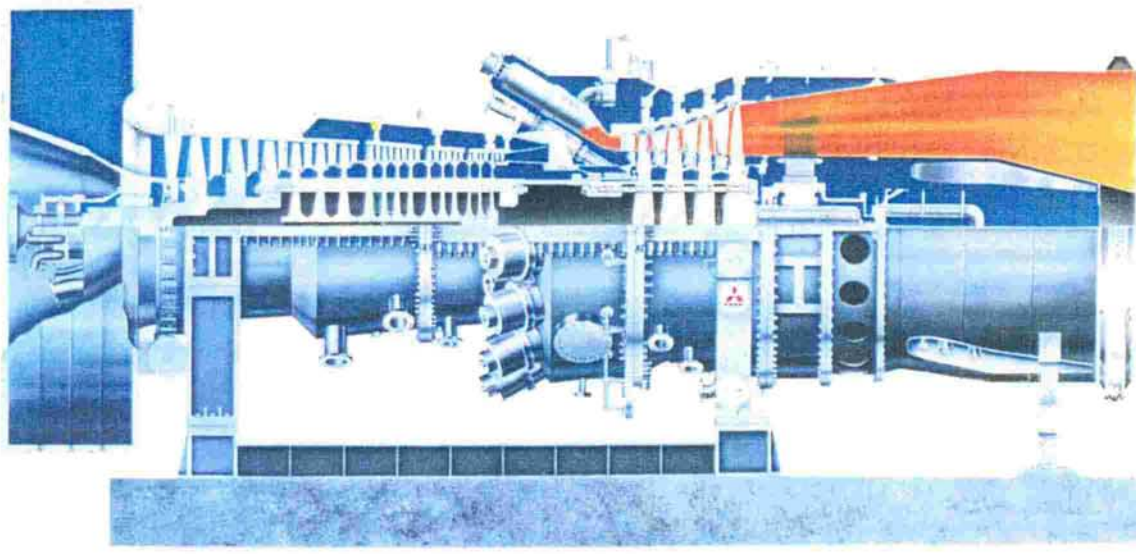


図 6. 2. 25 5 0 1 F 型ガスタービン断面図

(A) Performance	(B) Metal Temperature	(C) Stress/Vibration	(D) Others
1 Air Flow	8 Combustor Basket	16 Compressor Blade	24 Cooling Air Network
2 Inlet Temp. & Press	9 Transition Piece	17 Compressor Vane	Flow
3 Exhaust Temp. & Press	10 Turb. Row 1 Blade	18 Combustor Basket	Temperature
4 Fuel Flow	11 Turb. Row 1-4 Vane	19 Transition Piece	Pressure
5 Generator Output	12 Bearing Metal	20 Turbine Blade	25 Trust Load
6 Combustor (Surge Margin) (Stage Eff.)	13 Outer Casing	21 Rotor Vib.	26 Exhaust Emission
7 Turbine (Stage Eff.) (Diffuser Eff.)	14 Inner Casing	22 Casing Vib.	27 Rotor/Casing Expansion
	15 Exhaust Cylinder	23 Rotor Torsional Vib.	28 Noise
			29 Lube Oil Temp.

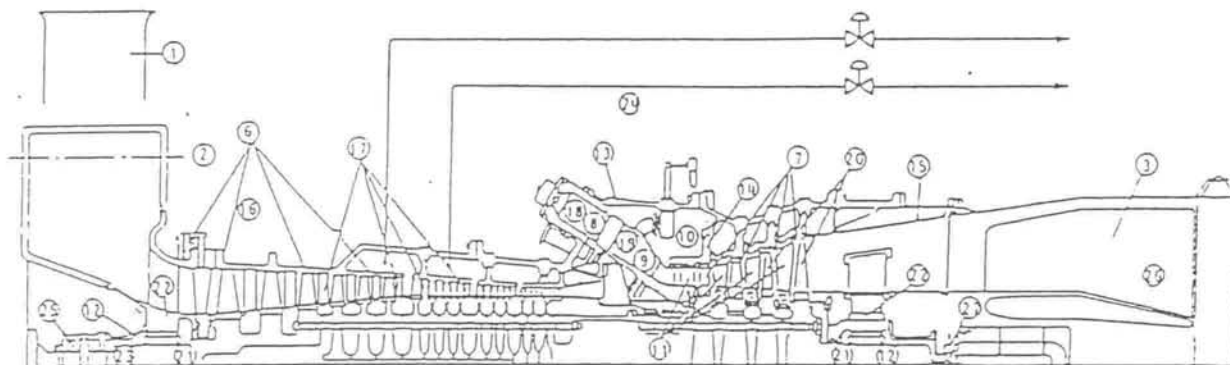


図 6. 2. 26 5 0 1 F 型ガスタービンの工場実負荷試験時の測定項目

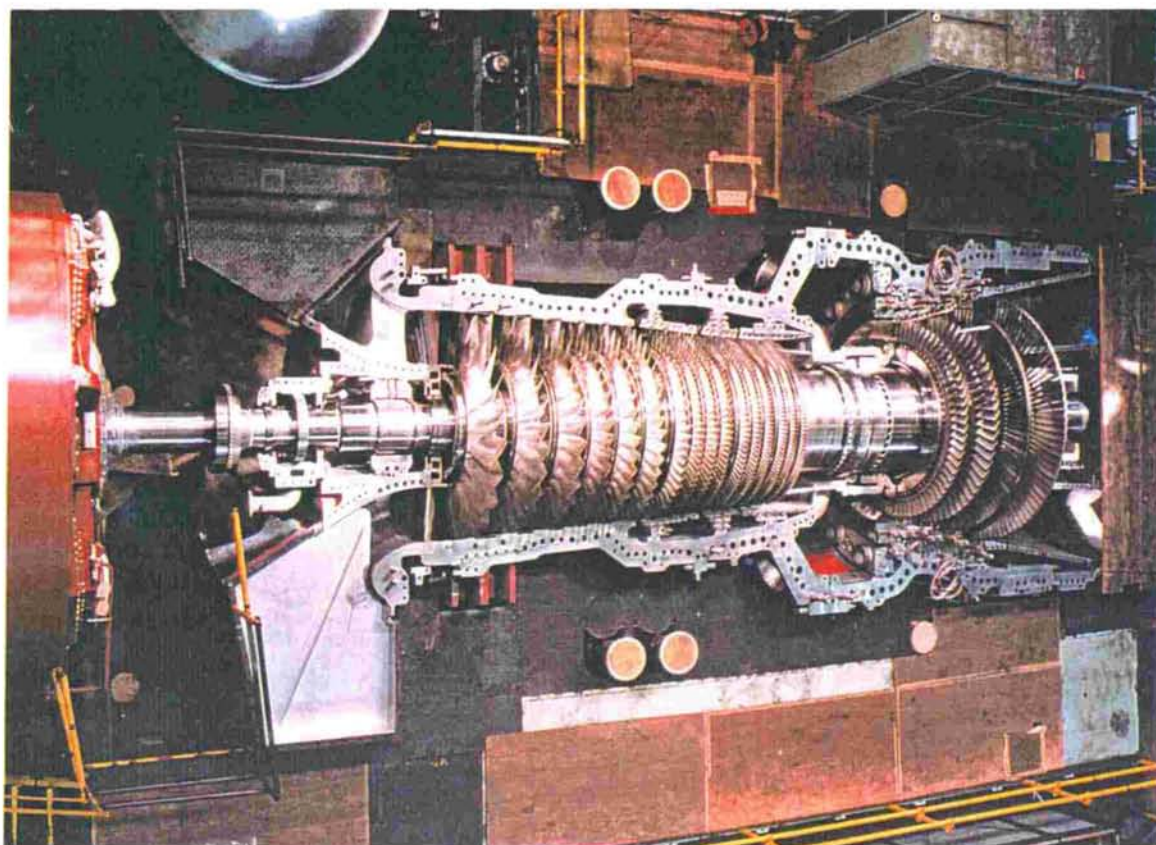


図 6. 2. 27 5 0 1 F 型ガスタービンのタービンロータ

工場実負荷試験時に回転するタービン動翼のメタル温度を、オプティカルパイロメータ方式の放射温度計で測定した。オプティカル方式のパイロメータは、タービン動翼表面から放射された赤外線を集光するサファイア製のレンズと、赤外線をディテクターに導く光ファイバーから成り立っている。このディテクターはシリコン製で応答速度は $2\mu\text{s}$ と高速であるため、タービン動翼の回転に応じた集光点の翼表面温度の測定が可能である。回転する動翼の翼表面のメタル温度を測定するシステムを図6.2.28に示す。

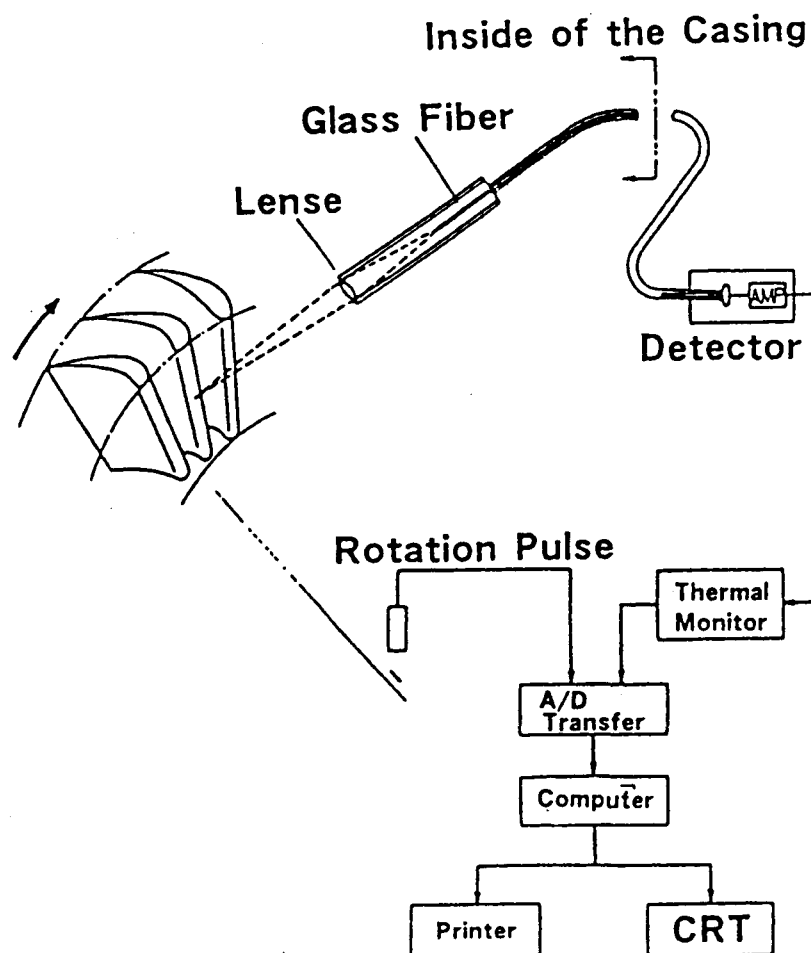


図 6. 2. 28 オプティカルパイロメータによる動翼メタル温度測定

(2) 実験結果および考察

まず対流冷却翼であるタービン入口温度1250℃級のMF-111型ガスタービンの第1段動翼の高温翼列実験結果について述べる。高温翼列実験の50%断面における実験条件を表6.2.4に示す。

表 6. 2. 4 MF-111 第1段動翼翼列実験条件

Average Gas Temperature	1050.1	℃
Gas Temperature at 50% Height	1033.5	℃
Flow Rate (per one Blade)	0.20	kg/s
Inlet Gas Pressure	2.73	ata
Exit Gas Pressure	1.63	ata
Pressure Ratio	1.68	—
Inlet angle	48.01	°
Exit Angle	21.66	°
Cooling Air Temperature	309.1	℃

表6.2.4に示す実験条件下で、供試翼の50%高さの断面のメタル温度分布を測定した結果を図6.2.29に示す。また内面にタービュレータを有する2つのサーペントイン流路から成り立つMF-111型第1段動翼のメタル温度をTACOOLレコードによって解析した結果を測定値と比較して図6.2.29中に併せ示している。^[1] 図6.2.29に示したTACOOLコードを用いた解析値と測定値は約20℃以内で一致しており、TACOOLコードは十分な精度でメタル温度を推定出来ることが明らかである。

MF-111型ガスタービンの工場実負荷試験時に、回転している第1段動翼のメタル温度を、前述のオプティカルパイロメータによって測定した。その状況を図6.2.30にまたその測定結果を図6.2.31に示す。^[9] 図6.2.31の測定結果より68枚の個々の翼に流量のアンバランスあるいは冷却のアンバランスにより最大20℃のバラツキが測定されているが、測定された翼表面最高メタル温度許容値内に十分おさまっているといえる。

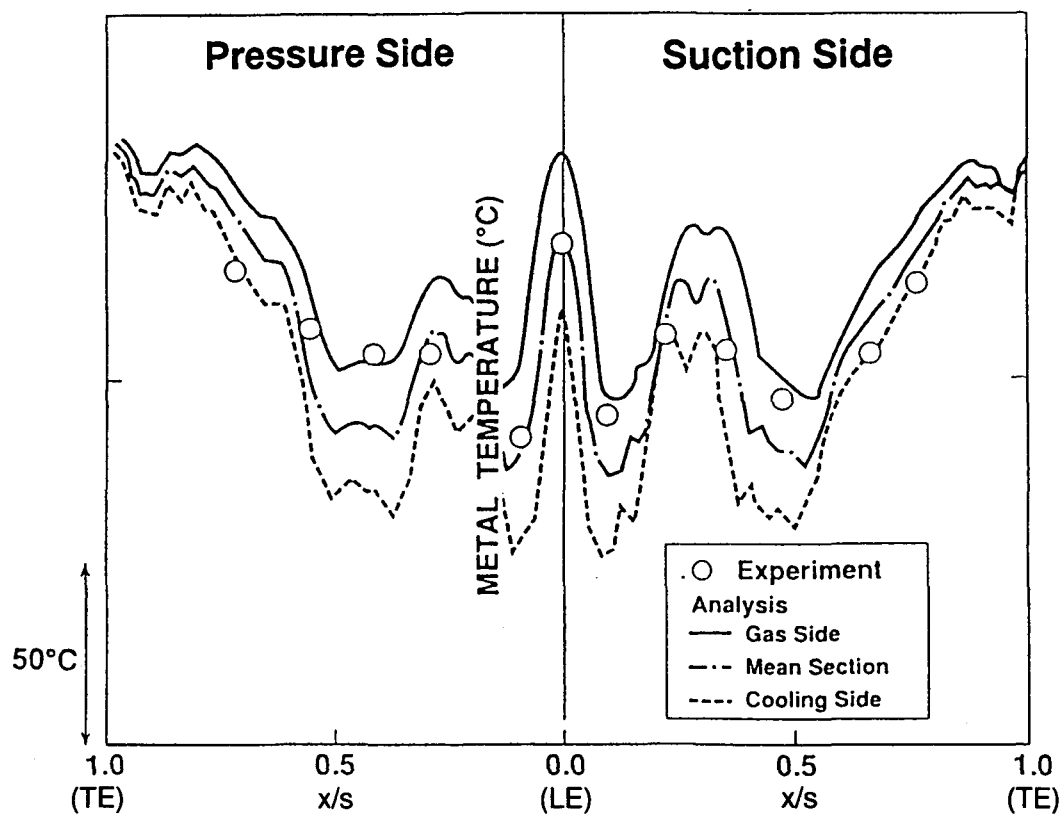


図 6. 2. 29 MF-111型ガスタービンの第 1 段動翼のメタル温度測定値と解析値の比較

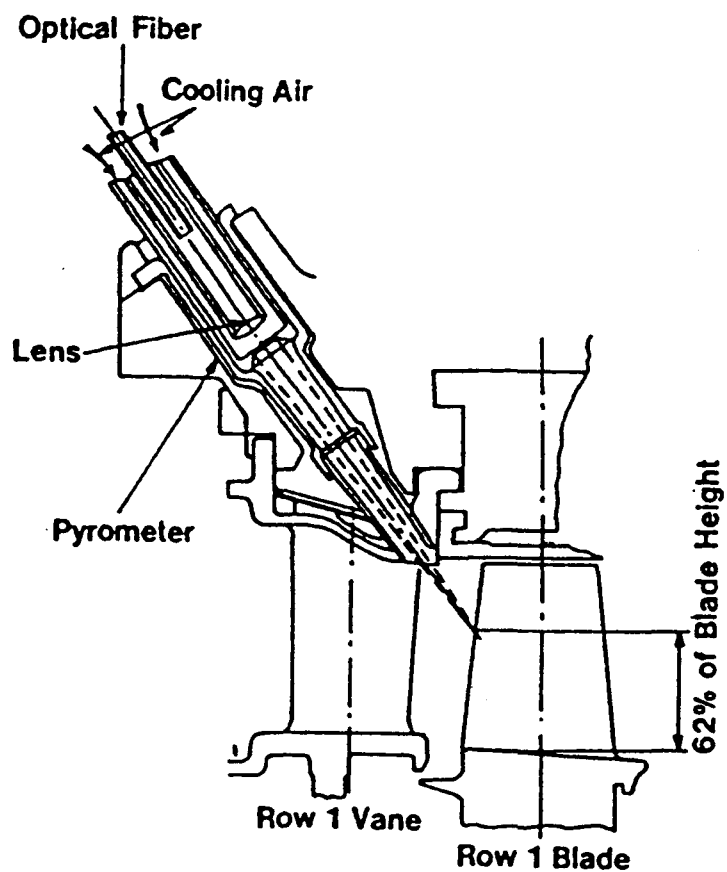


図 6. 2. 30 MF-111型ガスタービンの工場実負荷試験時の第 1 段動翼メタル温度測定

以上より内部対流冷却構造のMF-111型ガスタービンの第1段動翼を用いた高温翼列実験におけるメタル温度の測定値とタービン冷却翼メタル温度解析コードTACOOLによる推定値は、良く一致することが確かめられ、またMF-111型ガスタービンの工場実負荷試験の定格負荷運転時において、オプティカルパイロメータで測定した第1段動翼のメタル温度は、メタル温度の許容値よりも充分低い値であることが認められた。

以上のように内部対流冷却のタービン動翼に関して、TACOOLコードのメタル温度解析精度が確認されたので、つづいて行なったフィルム冷却を採用したタービン入口温度1350℃級の501Fガスタービンの第1段動翼の高温翼列実験結果について述べる。

この501F型ガスタービンの第1段動翼の高温翼列実験の実験条件を表6.2.5に示す。この実験条件下で501F型ガスタービンの第1段動翼の高温翼列実験を実施し、第1段動翼の50%高さの断面のメタル温度分布を測定した結果を図6.2.32に示す。なお高温翼列実験を行った501F型第1段動翼のメタル温

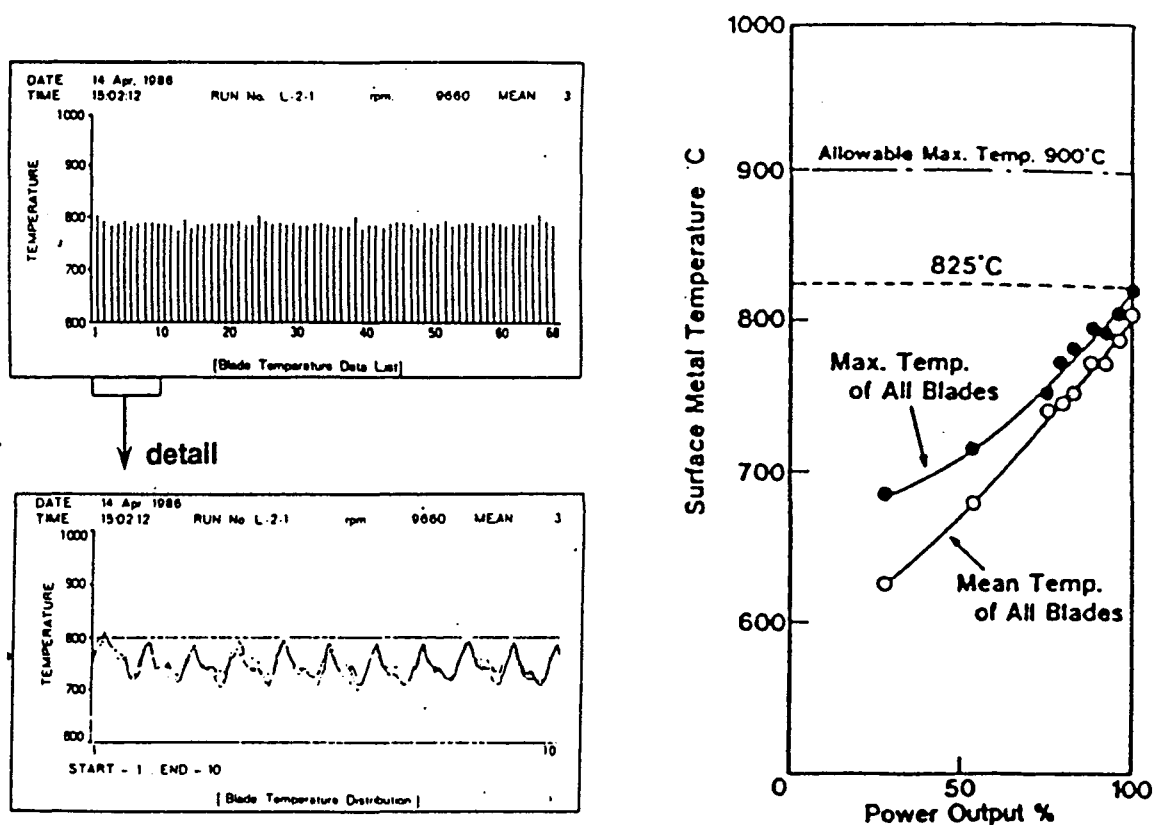


図 6. 2. 31 MF-111型ガスタービンの工場実負荷試験時の第1段動翼メタル温度測定結果

表 6. 2. 5 5 0 1 F 第 1 段動翼翼列実験条件

Average Gas Temperature	1177.4	°C
Gas Temperature at 50% Height	1282.2	°C
Flow Rate (per one Blade)	2.30	kg / s
Inlet Gas Pressure	4.50	ata
Exit Gas Pressure	3.15	ata
Pressure Ratio	1.43	—
Inlet Angle	45.5	°
Exit Angle	24.1	°
Cooling Air Temperature	250	°C

度を表 6. 2. 5 に示す境界条件下でTAC00Lコードで解析した結果を図 6. 2. 32中に測定値と比較して示す。なお501F型ガスタービンの第1段動翼のメタル温度の測定には翼表面下 0. 7 mmに温接点が位置するK型シース熱電対を用いている。フィルム冷却を採用しているタービン動翼のメタル温度の精度を確認するために501F型ガスタービンの第1段動翼の60%断面における高温翼翼列実験のメタル温度測定値とTAC00Lコードによる解析値を比較することにより以下の点が明らかになった。

まず図 6. 2. 32中の翼前縁①においてメタル温度の測定値は解析値より約35°C低目である。また翼前縁に近い翼腹側②においても同様に約50°C低目である。この原因は、翼前縁近傍のフィルム冷却効率の見積りが低目の値になっているためである。つぎに、③の点でのメタル温度測定値は解析値より約70°C高い。この原因は、翼背側の $x/s \approx 0.2$ 付近にフィルム冷却孔が存在するが、フィルム冷却孔近傍の、フィルム空気が主流に貫通して効率が低くなる効果がTAC00Lコードに反映されていないためと考えられる。さらに翼後縁の翼腹側④でメタル温度測定値が解析値に比べて約30°C高い原因は、他のマルチホール型の内部対流冷却翼（図 1. 3. 4 に示した501B型、701D型ガスタービンの第1段動翼）での測定結果を考慮して検討すると、翼腹側における主流側の熱伝達率が高いためと推定される。①～④に示した以外のメタル温度測定値と解析値は非常に良く一致しており、冷却設計上は問題ない。今後実機環境を解析に反映するとともに、フィルム冷却、翼面熱伝達率の詳細なデ

ータを応用して、さらなるメタル温度の推定精度向上を目指す必要がある。

501F型ガスタービンの回転しているフィルム冷却を施した第1段動翼の60%高さの翼表面メタル温度は、初号機の工場実負荷試験時にパイロメータによって測定するとともに、第1段静翼の入口ガス温度をアキュファイバーにより測定した。また、工場実負荷試験時にタービン入口温度を変化させ、72枚の第1段動翼のメタル温度をパイロメータにより測定した。結果をまとめて図6.2.34に示す。この結果フィルム冷却タービン動翼の翼前縁は、動翼材の許容温度以下におさまっていることが確められた。

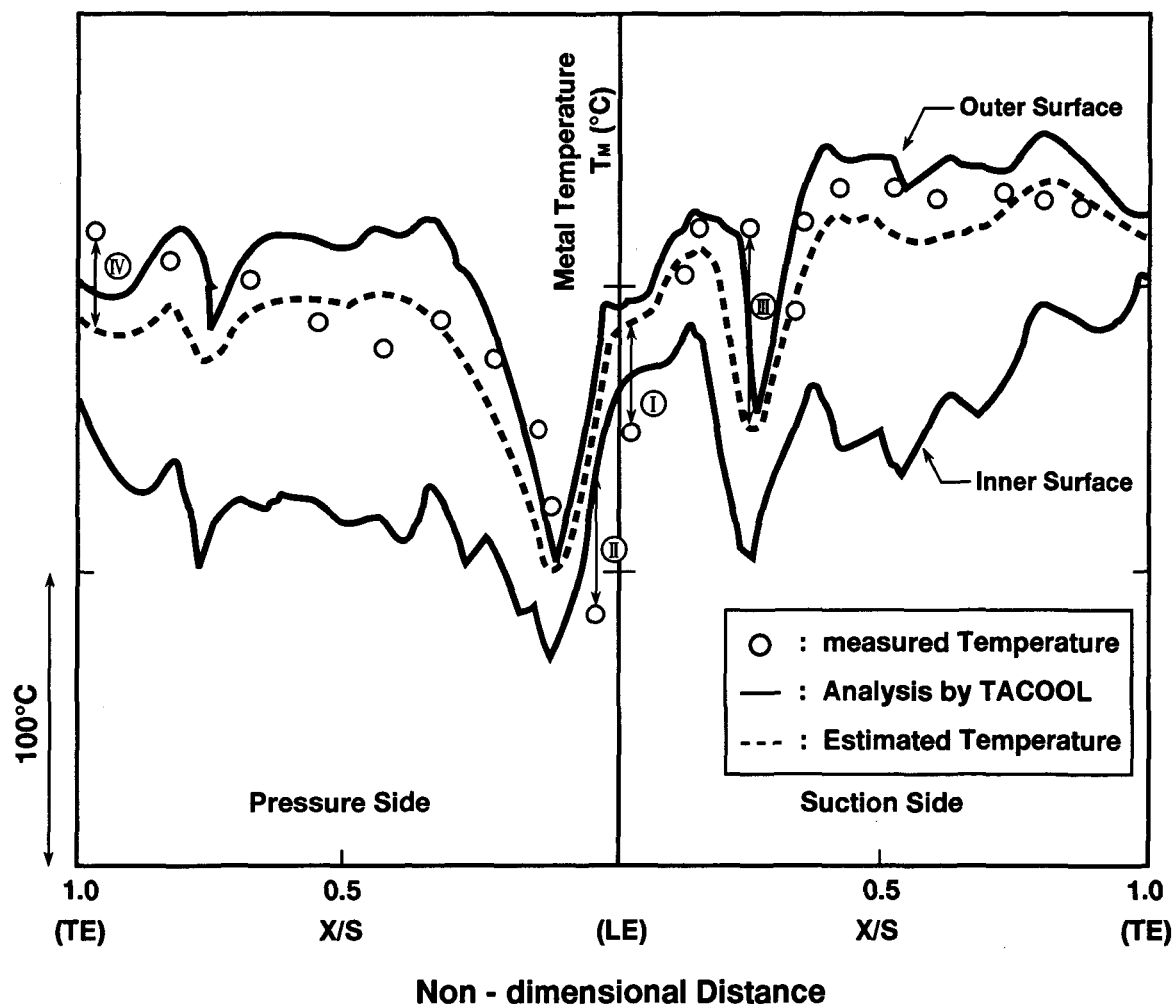


図 6. 2. 32 501F型ガスタービンの第1段動翼メタル温度測定値と解析値の比較

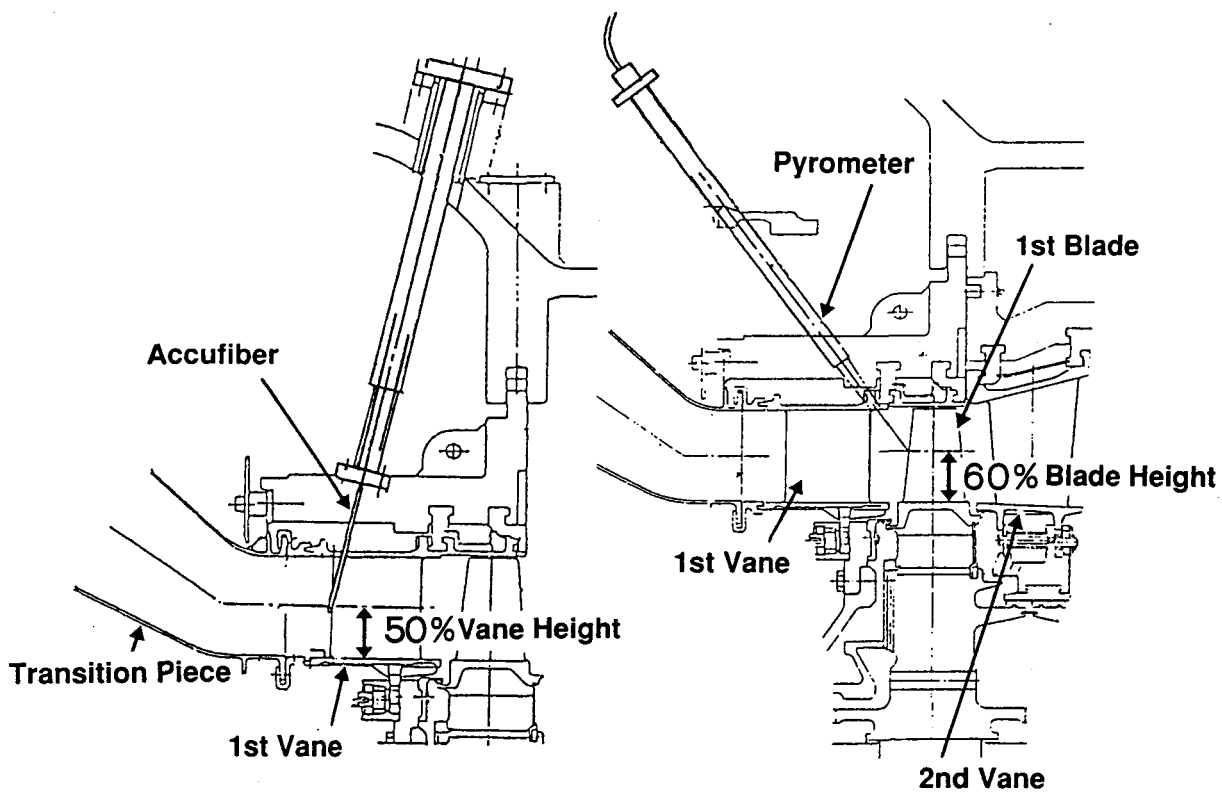


図 6. 2. 33 501F型ガスタービンの工場実負荷試験時の第1段階動翼メタル温度の測定

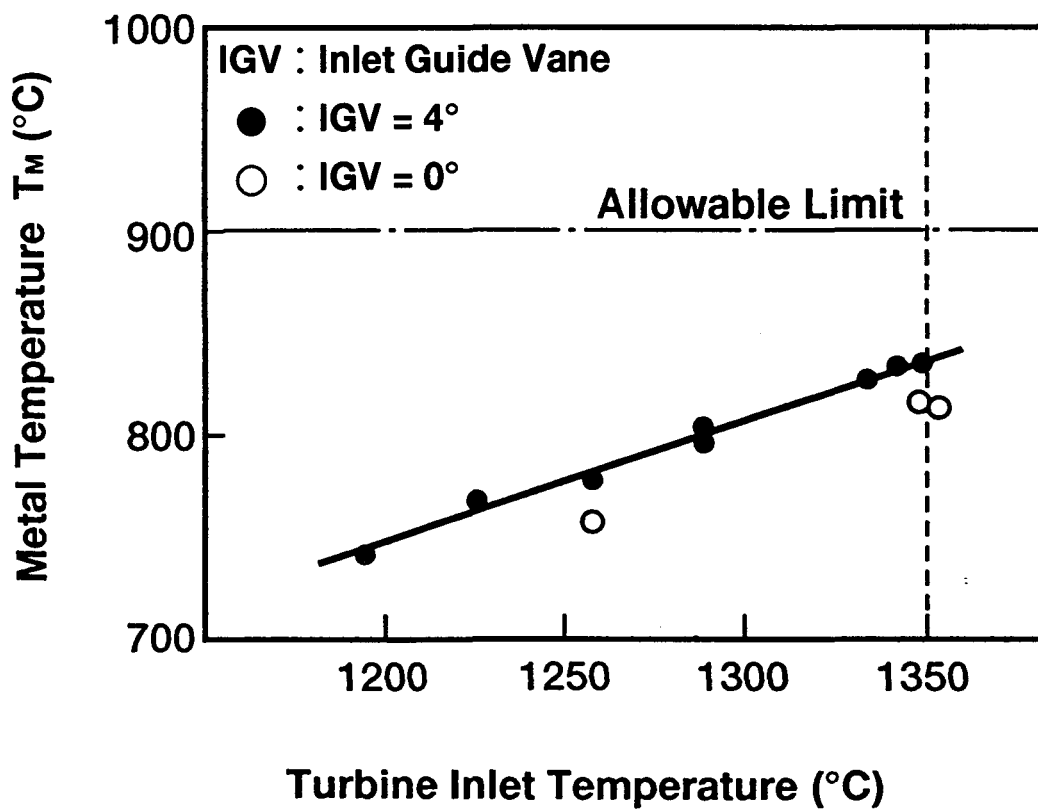


図 6. 2. 34 501F型ガスタービンの第1段階動翼パイロメータによる測定結果

6.3 結 論

産業用ガスタービンの第1段動静翼として開発したフィルム冷却翼のメタル温度を検証するために実施した高温翼列実験および、工場実負荷試験におけるメタル温度測定値とTACOOLコードによる解析値の比較より下記結論を得た。

- 種々の伝熱要素データから構築された冷却翼メタル温度解析コードTACOOLは、フィルム冷却翼の開発にとって非常に有効である。
- 内部対流冷却を用いたタービン第1段動静翼の、高温翼列実験によるメタル温度測定値とTACOOLの解析値とを比較すると、局所的に $\pm 20^{\circ}\text{C}$ 程度の不一致の箇所が存在するが、全体的には非常に良く一致する。
- フィルム冷却を用いたタービン第1段動静翼の高温翼列実験によるメタル温度分布測定値の傾向はTACOOLの解析解と非常に良く一致する。しかしフィルム孔の吹き出し近傍ではメタル温度測定値と解析値は最大で 40°C 程度異なる。この部分の解析精度を上げるためにはフィルム冷却孔近傍の三次元的伝熱の特性を考慮する必要がある。
- MF-111型、501F型ガスタービンの工場実負荷試験時に、パイロメータによって測定した第1段動翼のメタル温度測定値より、いずれも許容メタル温度以下である。したがって、内部対流冷却動翼ならびに、フィルム冷却動翼共に十分な裕度で設計されていることが確められた。

第6章の文献

- [1] Takeishi, K., and Sato, T., "Research and Development of High Temperature Industrial Gas Turbines," Int. Symposium on Heat Transfer in Turbomachinery, Athens, Greece 1992.
- [2] 青木, 間瀬, 武石, "ガスタービン設計におけるCAD システム," 日本ガスタービン学会誌, Vol.11, 42, pp.29-36, 1983.
- [3] Sato, T., Aoki, S., and Mori, H., "A Gas Turbine Interactive Design System TDSYS for Advanced Gas Turbines," ASME Paper 85-JPGC-11, 1985
- [4] 武石, "ガスタービンの熱設計におけるCAE について," '85 新テクノロジーシンポジウム, pp.19-29, 1985.
- [5] 佐藤, "研究紹介 ガスタービン編," 三菱重工技報, Vol.16, pp.1-7, 1979.
- [6] Sato, T., Takeishi, K., and Sakon, T., "Thermal Fatigue Life Prediction of Air-Cooled Gas Turbine Vanes," Trans, ASME, Vol.108, pp.414-420, 1987.
- [7] Sato, T., and Takeishi, K., "Investigation of the Heat Transfer in High Temperature Gas Turbine Vanes," ASME Paper 87-GT-137, 1987.
- [8] 佐藤, 武石, "産業用ガスタービンにおける温度計測技術について," 第12回ガスタービン定期講演会論文集, pp.49-54, 1984.
- [9] Akita, E., Aoyama, K., Tsukuda, Y., Fukue, I., and Aoki, S., "Development and Testing of the 13MW Class Heavy Duty Gas Turbine MF-111," ASME Paper 87-GT-37, 1987.
- [10] Entenmann, D.T., North, W.E., Fukue, I., and Muiyama, A., "Shop Test of the 501F — A 150MW Combustion Turbine," Trans. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.113, pp.488-494, 1991.

第 7 章 フィルム冷却の高性能化の研究

7.1 まえがき

1 列の円孔からの吹き出しにおけるフィルム冷却効率は、第 2 章で述べたごとく質量流束比 M の増加に伴って $M = 0.5$ 付近で極大値を取り、さらに M が増加するとフィルム冷却空気の主流への貫通によって低下する。この主流への貫通力を弱くし、フィルム冷却効率を改善しようとする試みの 1 つにシェイプトフィルム冷却方法がある。これは、フィルム孔の側壁を流出側に向かって広げて、円錐形のディフューザを形づくり、フィルム冷却空気がフィルム孔の出口で主流に放出される際のモーメントを減らし、主流への貫通力を減らすとともに、主流と直角方向にも冷却媒体を広がらせフィルム冷却孔下流の冷却効率分布を均一化しようとするものである。

このアイデアは、初め Goldstein^[1] によって提案、研究された。Goldstein^[1] の研究によれば質量流束比 M の小さな ($M < 0.5$) 値では、シェイプトフィルム孔を用いても際だった効果は無い。しかし M が 0.5 よりも大きな値では、従来のフィルム冷却孔の形状が円孔の場合吹き出し部の下流において急速に、効率が低下するのに比べ、シェイプトフィルム冷却孔では M の増加と共に高くなっている。

また、シェイプトフィルム冷却孔ではフィルム冷却空気が横に広がり、従来の方法では孔と孔の間のフィルム冷却効率が低い流れと直角方向のフィルム冷却効率が改善されている。Goldstein 以外にもフィルム冷却孔の形状を変え、フィルム冷却効率を改善する試みは、Makki^[2]、Papell^[3] 等によって研究されたが、フィルム冷却孔の加工および費用上の問題から、実用化には至らなかった。しかし、近年のガスタービンの高温化と高効率化に対応して、より少量の冷却空気でも効果的に冷却するシェイプトフィルム冷却が、航空用エンジンのタービン翼に採用されるようになってきた。Goldstein 等の研究によればフィルム冷却孔を出口方向に向って広げた形状にすることによって高いフィルム冷却効率を得られることを示しているが、フィルム冷却孔を出口方向に向って広げる加工は非常に困難

である。本研究では、二回の放電加工により製作することが出来るようにフィルム冷却孔の後縁近傍を流れ方向に広げるフィルム冷却孔の形状を考案しフィルム冷却効率の改善の程度を調べた結果をまとめた。

フィルム冷却空気を主流中に吹き出すと、フィルム冷却空気は高温の主流ガスと混合し、フィルム冷却孔から下流に向って距離の増加とともにフィルム冷却効率は低下する。このフィルム冷却効率が低下した位置に新たなフィルム冷却孔を設ければ、メタル温度をある許容温度以下に保つことができる。このようにフィルム冷却孔を配置すればフィルム冷却空気の温度は、のこぎりの刃のように分布するが、フィルム冷却孔を密に並べて吹き出し量を減せば、非常に均一なメタル温度を得ることが理論的には可能である。しかし、この方法を実際のタービン翼へ応用した場合、低流速で吹き出す空気の圧力差は小さく、主流側の圧力変動を敏感に受けてしまう欠点を有する。

そこで本章では、加工が容易なシェイプトフィルム冷却の実験的研究により、フィルム冷却空気が主流を巻き込むことなく、壁面にへばりつくことによって、フィルム空気と主流との混合を抑制して高いフィルム冷却効率を得られることを明らかにする。さらに、トランスピレーション冷却ほどは連続的には吹き出しを行っていないが、多数のフィルム冷却孔を有する一種の全面フィルム冷却を第1段動静翼モデルに施行した翼モデルを用いて実施した全面フィルム冷却翼の実験結果より全面フィルム冷却の有効性を示す。なお、翼面全面に渡るフィルム冷却は全面フィルム冷却として従来よりもガス温度の高いタービン翼への適用の可能性が考えられている。本章の内容は主に文献 [4], [6] に発表した内容をまとめたものである。

7.2 高性能フィルム冷却

7.2.1 シェイプトフィルム冷却の伝熱実験

(1) 供試体および測定方法

テストセクションが $300\text{mm} \times 300\text{mm}$ の正方形の、伝熱風洞（図 2.2.1 参照）の断熱壁温度測定用の底面前方にシェイプトフィルム孔からなる供試体を装着し、主流を常温、フィルム空気として加熱空気を流し、吹き出し部より下流を、楕型温度計（図 2.3.1 参照）でトラバースすることによってフィルム冷却孔下流の流路壁面上の温度分布を測定した。本実験に用いたシェイプトフィルム冷却孔と比較の基準として用いた円形の冷却孔列の形状、寸法を図 7.2.1 に、写真を図 7.2.2 に示す。

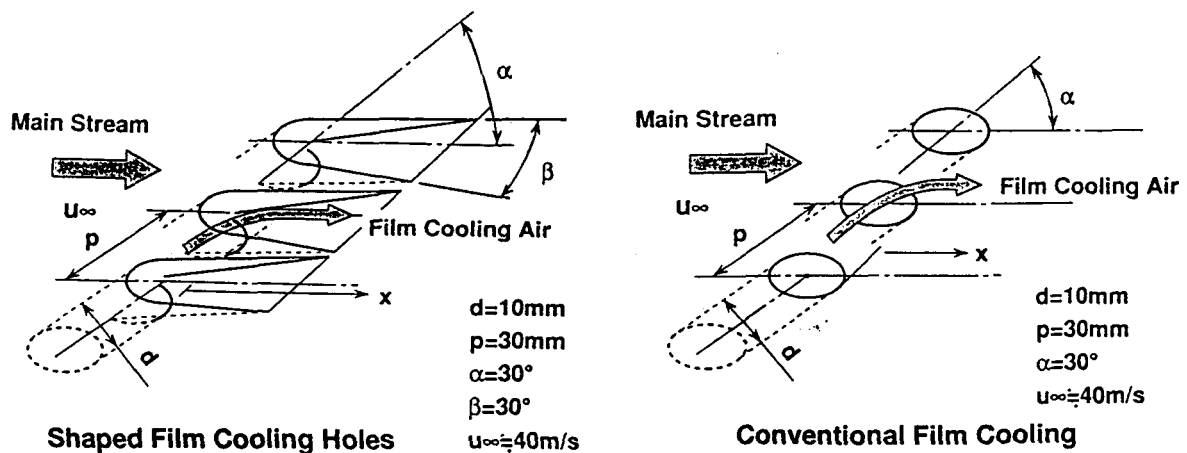
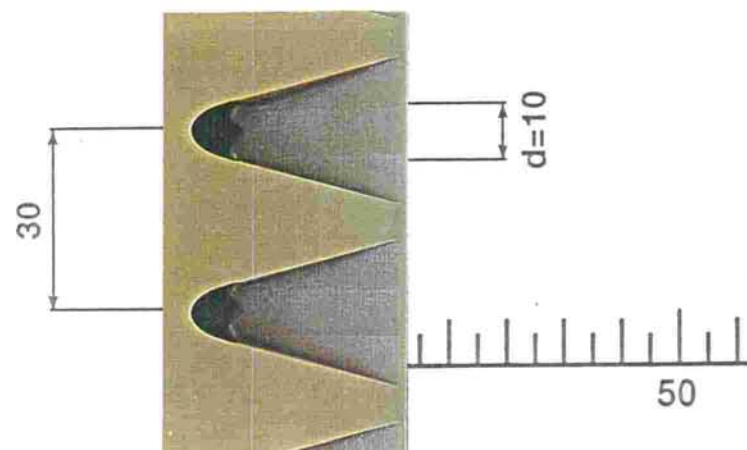


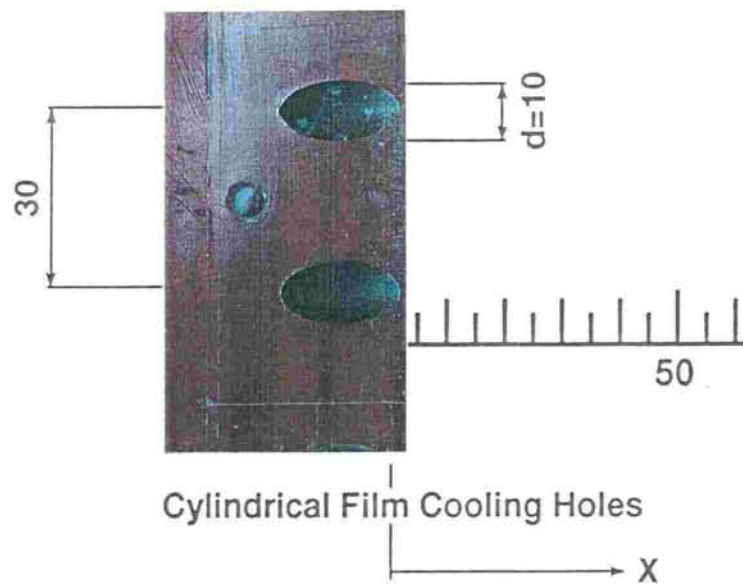
図 7.2.1 シェイプトフィルム冷却孔の形状

(2) 実験結果および考察

図2.2.1に示した吸込型の伝熱風洞を用いて、主流を大気温度 T_{∞} 、フィルム冷却空気を T_a の加熱空気として、フィルム冷却孔より下流 $x/d = 0, 2.8, 5.8, 8.8$ の位置で、流路壁面上の空間温度分布を自動トラバース装置を用いて測定した。このフィルム冷却空気と主流が混合した気流温度 T の測定には第2章の図2.3.1に示す櫛型温度計を用いたが、質量流束比 $M = 0.3, 0.63, 1.06, 1.26$ の4ケースについて、空間温度分布を測定した結果を図7.2.3～図7.2.6に示す。



Shaped Film Cooling Holes



Cylindrical Film Cooling Holes

図7.2.2 高性能フィルム冷却実験供試体形状

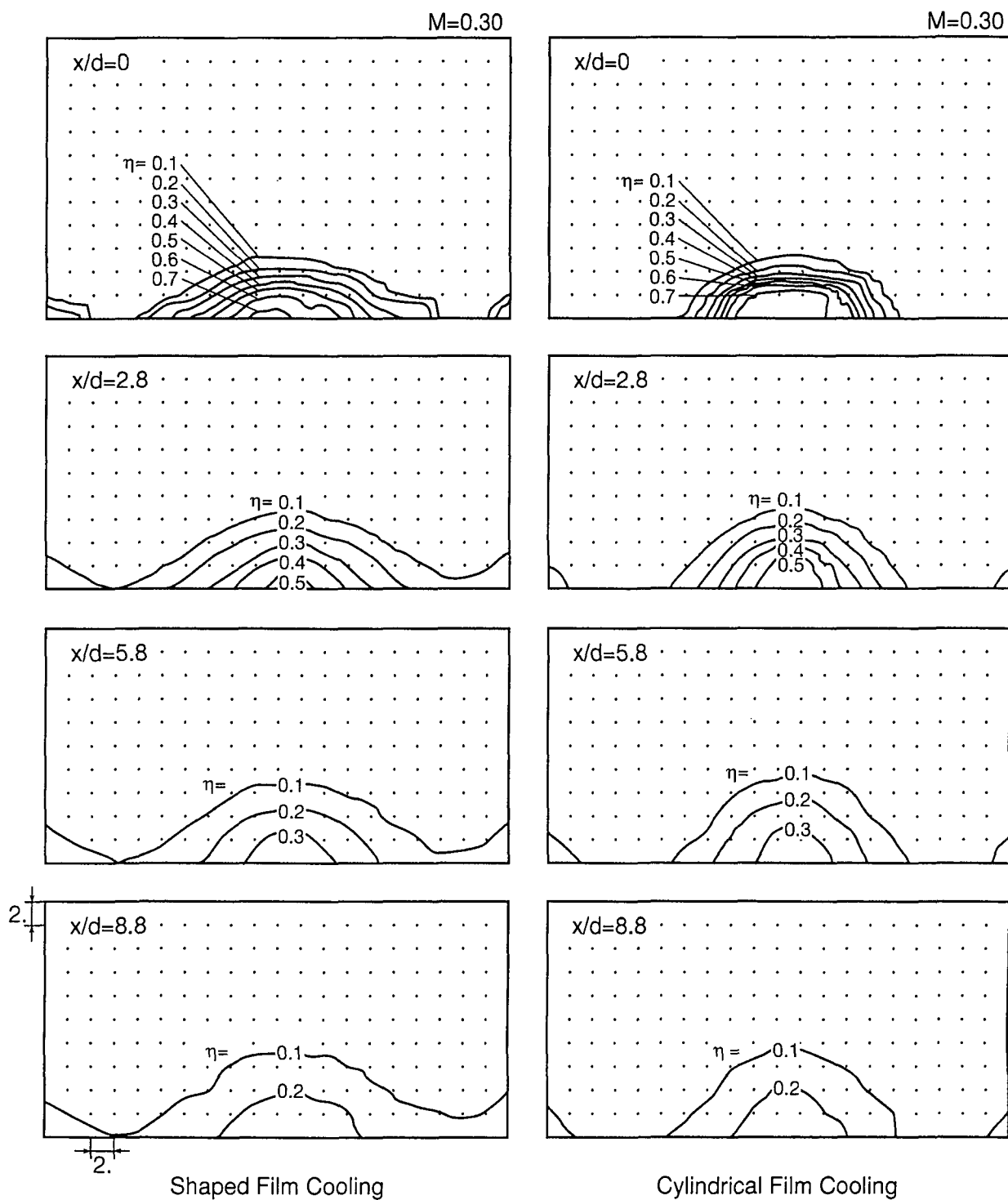


図7.2.3 シェイプトフィルム冷却のフィルム冷却効率分布 ($M=0.30$)

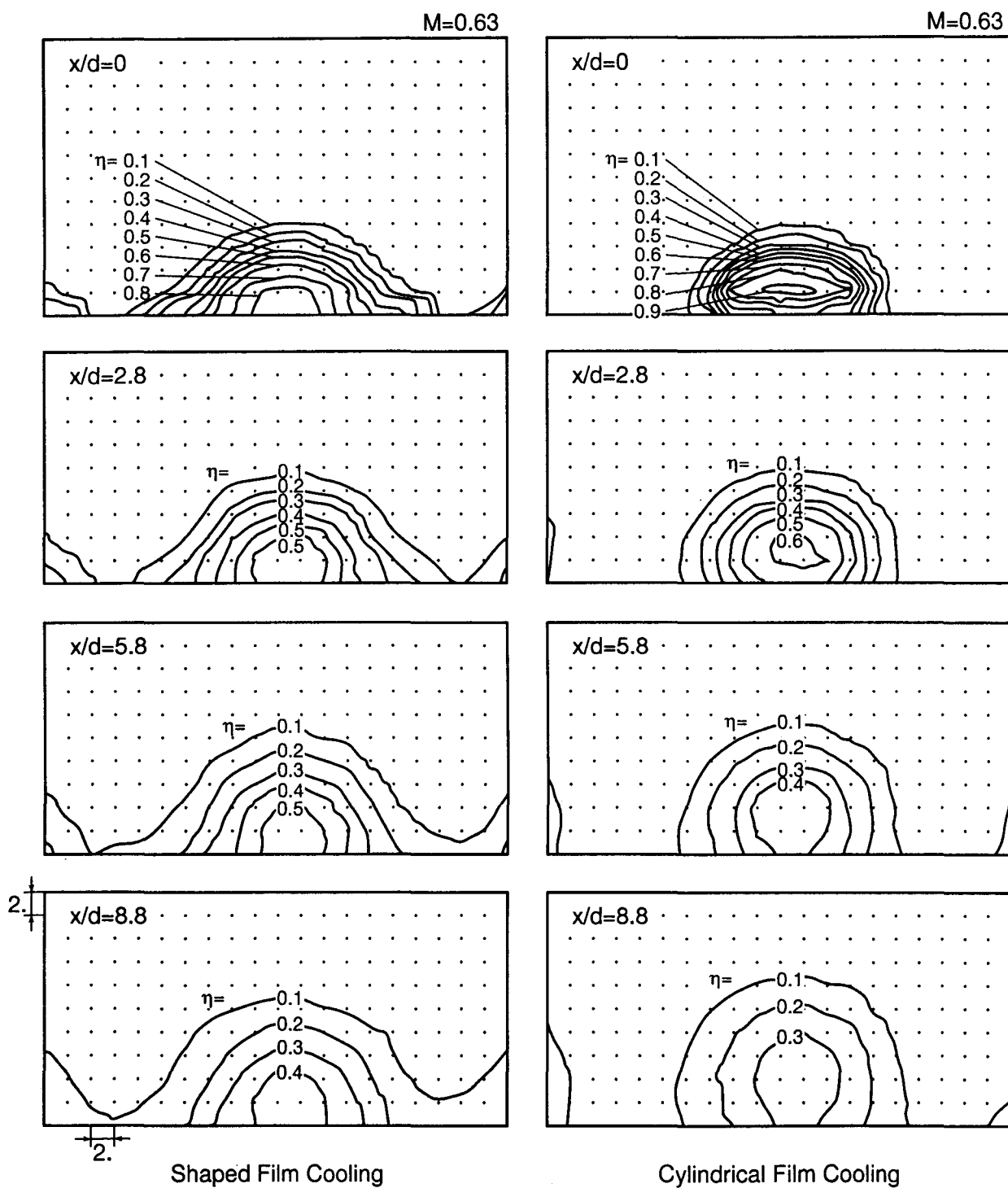


図7.2.4 シェイプトフィルム冷却のフィルム冷却効率分布 ($M = 0.63$)

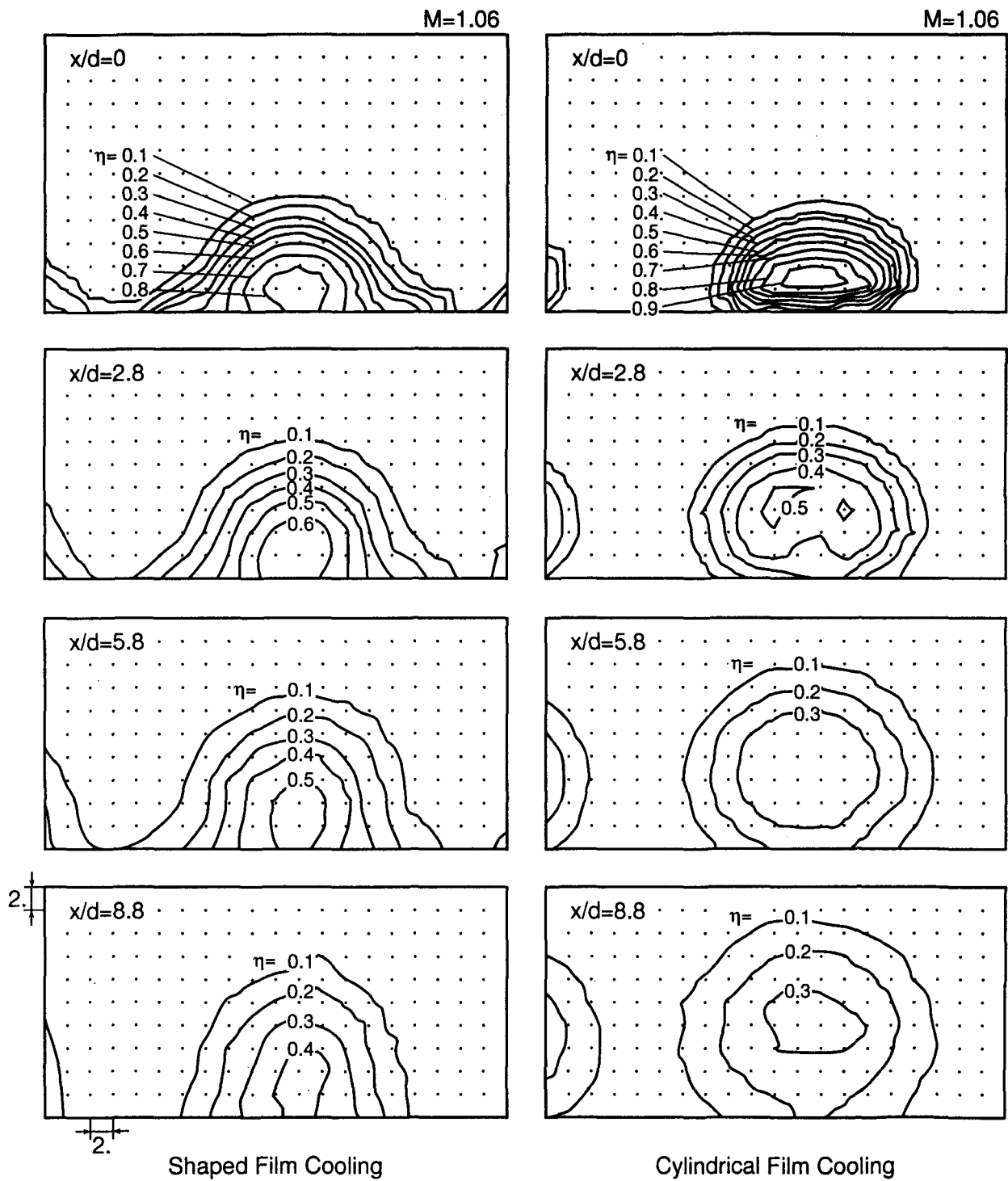


図7.2.5 シェイプトフィルム冷却のフィルム冷却効率分布 ($M=1.06$)

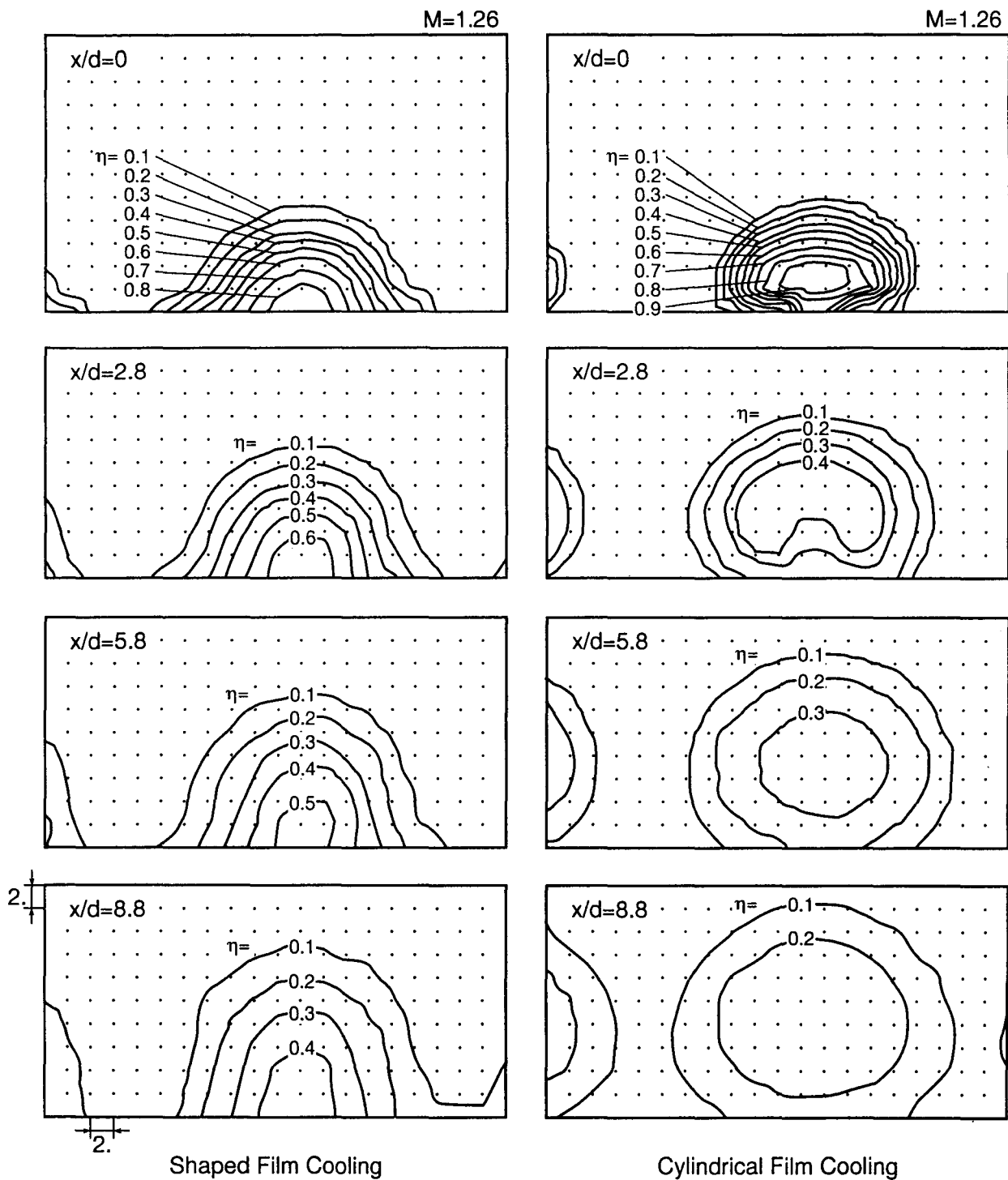


図7.2.6 シェイプトフィルム冷却のフィルム冷却効率分布 ($M = 1.26$)

図 7. 2. 3 に示した質量流束比 $M=0.3$ の場合、円孔列では吹き出したフィルム冷却空気のジェットのごく近傍にフィルム冷却効率の高い箇所が存在するのに対して、シェイプトフィルム冷却孔では、横方向へのフィルム冷却空気の広がりにより広範囲にフィルム冷却効率が高くなっていることがわかる。この傾向は下流 $x/d=8.8$ においても保たれている。

図 7. 2. 4 に示した質量流束比 $M=0.63$ の場合、円孔列からの吹き出しにおける等温線には、フィルム冷却空気が主流に貫通し、下流部で再付着している状況が現れている。同図中の、シェイプトフィルム冷却孔の場合では、フィルム冷却空気のフィルム冷却孔出口の位置で横方向への広がりが見られ、フィルム冷却空気の主流への貫通はなくこの結果として流路壁面上で高いフィルム冷却効率を得られていると考えられる。この傾向は下流でも保たれており、円孔列からの吹き出しに比べて、シェイプトフィルム冷却のフィルム冷却効率が高いと推定される。さらに質量流束比 M が大きい $M=1.06$, $M=1.26$ について、図 7. 2. 5, 図 7. 2. 6 に示したごとく、 $x/d=2.8$ のコントゥアーから、従来型の円孔列から吹き出したフィルム冷却空気の等温線図は腎臓型の形状をなし、主流を巻き込んでいることがわかる。しかし、同じ大きな質量流束比 M におけるシェイプトフィルム冷却孔列からの吹き出しの場合はフィルム冷却空気は壁面に密着しており、主流との混入は生じていないと考えられる。

本実験条件で流路壁面上で測定したフィルム冷却効率を、1 ピッチに渡り平均化し、その結果を図 7. 2. 7 に示す。この図より円孔列からの吹き出しの場合、質量流束比 M の増加に伴って主流への貫通が生じるために、フィルム冷却効率は低下するが、シェイプトフィルム冷却孔列からの吹き出しの場合は、主流への貫通がなくむしろ質量流束比 M の増加とともにフィルム冷却効果が増える傾向が現れている。

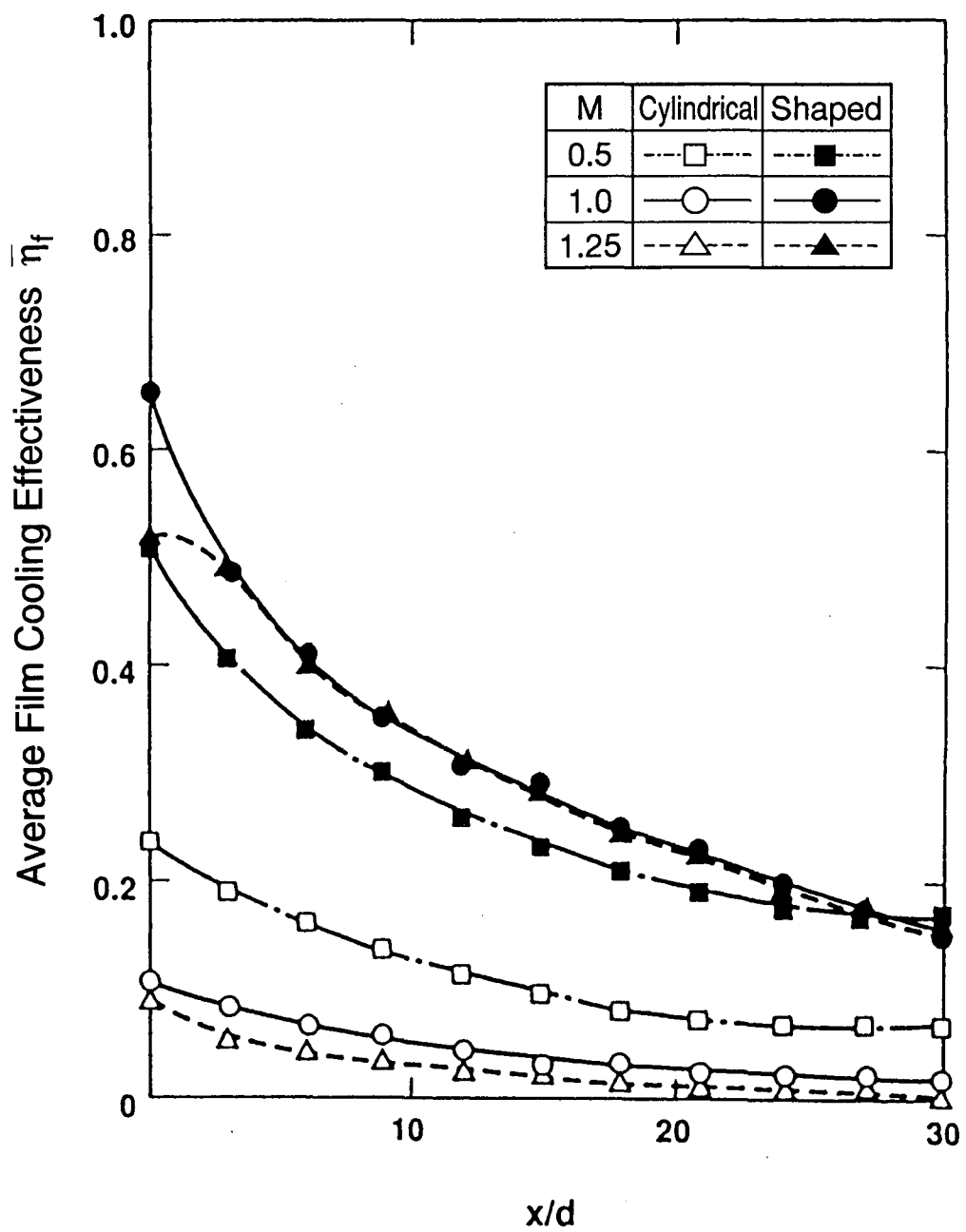


図7.2.7 円孔およびシェイプトフィルム冷却孔からの吹き出しによるフィルム冷却効率の比較

7.3 全面フィルム冷却

フィルム冷却が離散化された円孔列からのフィルム冷却空気の吹き出しに対して、翼面全面に渡り多数の冷却孔をあけてフィルム冷却空気を吹き出す全面フィルム冷却法が存在する。一般に円孔列からの吹き出しの場合、主流からのエントレインによって翼面上をカバーするフィルム冷却空気はフィルム冷却孔より下流方向に距離が増えるほど温度が上昇する。全面フィルム冷却法は、この温度上昇を一定に保つように下流に新たなフィルム孔を設けて吹き出しを行うことによって、翼面全体を一定のフィルム冷却気流中に置く方法である。この冷却方法を採用した全面フィルム冷却翼は、翼面にあけられた多数のフィルム冷却孔より、フィルム冷却空気を吹き出すために個々のフィルム冷却孔より吹き出すフィルム冷却空気の流速は非常に遅くなる。従って、フィルム冷却孔より吹き出すフィルム冷却空気の量は翼面静圧分布の影響を受け易く、全体の冷却空気の流量バランスがとれた設計が非常に難しい。

現在において、全面フィルム冷却が採用されている航空機用エンジンのタービン翼は無く、タービン入口温度 1700°C を越える軍用エンジン用のタービン翼の開発試作が行われている程度である。米国のGMアリソン社では、内面にインピンジメントメント冷却構造を持った積層構造を Lamilloy[®]と称し、これを使った全面フィルム冷却タービン翼を開発し研究を実施している。図 7.3.1 は、Lamilloy[®]で製作したタービン静翼である^[5]。

産業用ガスタービンにおいても近い将来タービン入口温度が $1500^{\circ}\text{C}\sim 1700^{\circ}\text{C}$ のレベルに達すると考えられるが、その際翼面を高温ガスから防御する方法は、全面フィルム冷却しかないと考えられている。ここでは、将来の全面フィルム冷却翼開発に向けて実施したタービン静動翼のモデルを使った全面フィルム冷却の基礎実験について述べ、その効果を評価する。

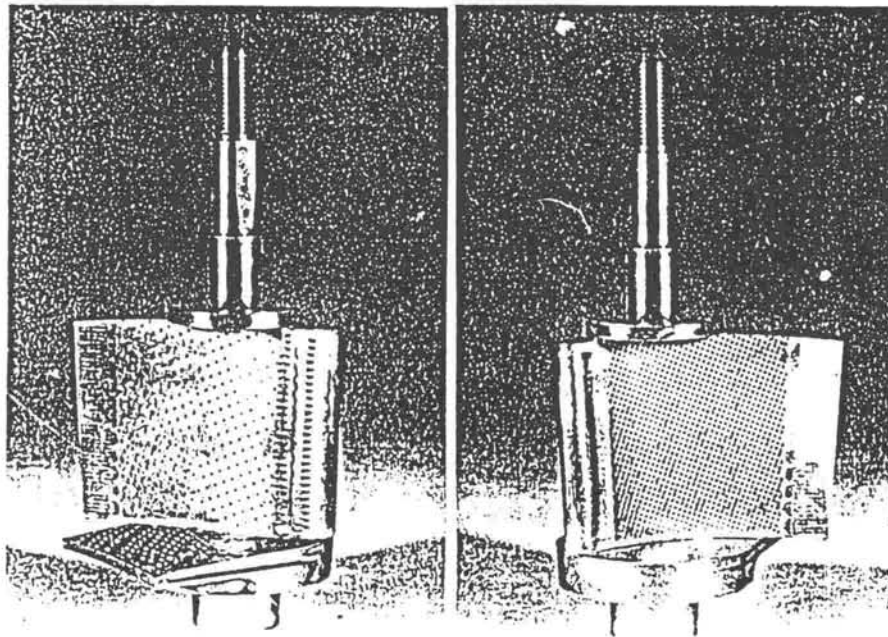


図7.3.1 ラミロイ冷却方式のタービン静翼

7.3.1 全面フィルム冷却の伝熱実験

(1) 供試体および測定方法

現在運用中のタービン入口温度 1350°C 級よりもさらに高温化したガスタービンを想定し^[6]，タービン第1段動静翼の翼型を選定した。第1段静翼の翼型を図7.3.2に，その主要寸法を表7.3.1に示す。また，第1段動翼の翼型を図7.3.3に，その寸法を表7.3.2に示す。これらのモデルを用いた伝熱実験には，第3章の3.2節で述べた低速翼列風洞を用いた。なお，翼列は，5枚の翼から構成し中央の翼にフィルム冷却孔を設け，両側各2枚の翼はソリッド翼から成り立っている。

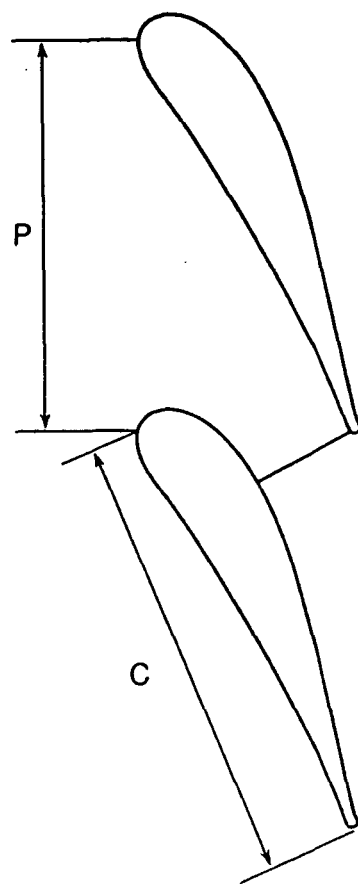


表7.3.1 第1段静翼モデル寸法

Chord	c	172.7
Pitch	p	159.3
Height	ℓ	300.0

図7.3.2 第1段静翼モデル翼形状

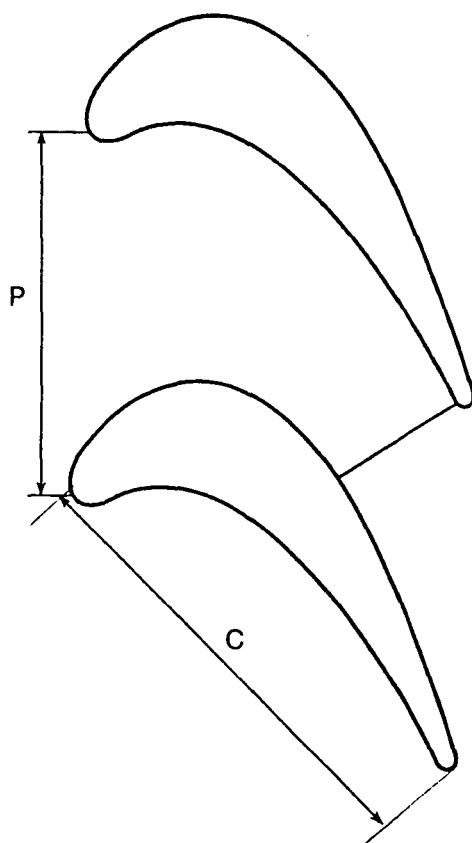


表7.3.2 第1段動翼モデル寸法

Chord	c	201.7
Pitch	p	177.5
Height	ℓ	300.0

図7.3.3 第1段動翼モデル翼形状

低速翼列風洞を用いた全面フィルム冷却翼のフィルム冷却効率を測定する実験においては、主流は常温とし、フィルム冷却空気を加熱してフィルム冷却孔より吹き出して実施した。第1段静翼の翼列の構成と低速翼列風洞の仕様を図7.3.4、表7.3.3に示す。また、第1段動翼の実験状況の写真を図7.3.5に示す。

表7.3.3 低速翼列風洞仕様

Dimension of the Test Section	300W × 600H
Maximum Exit Velocity	50 m/s
Main Steam Temperature	20°C (Room Temp.)
Main Steam Pressure	1.03 ata
Main Steam Turbulence Intensity	0.5 ~ 8%

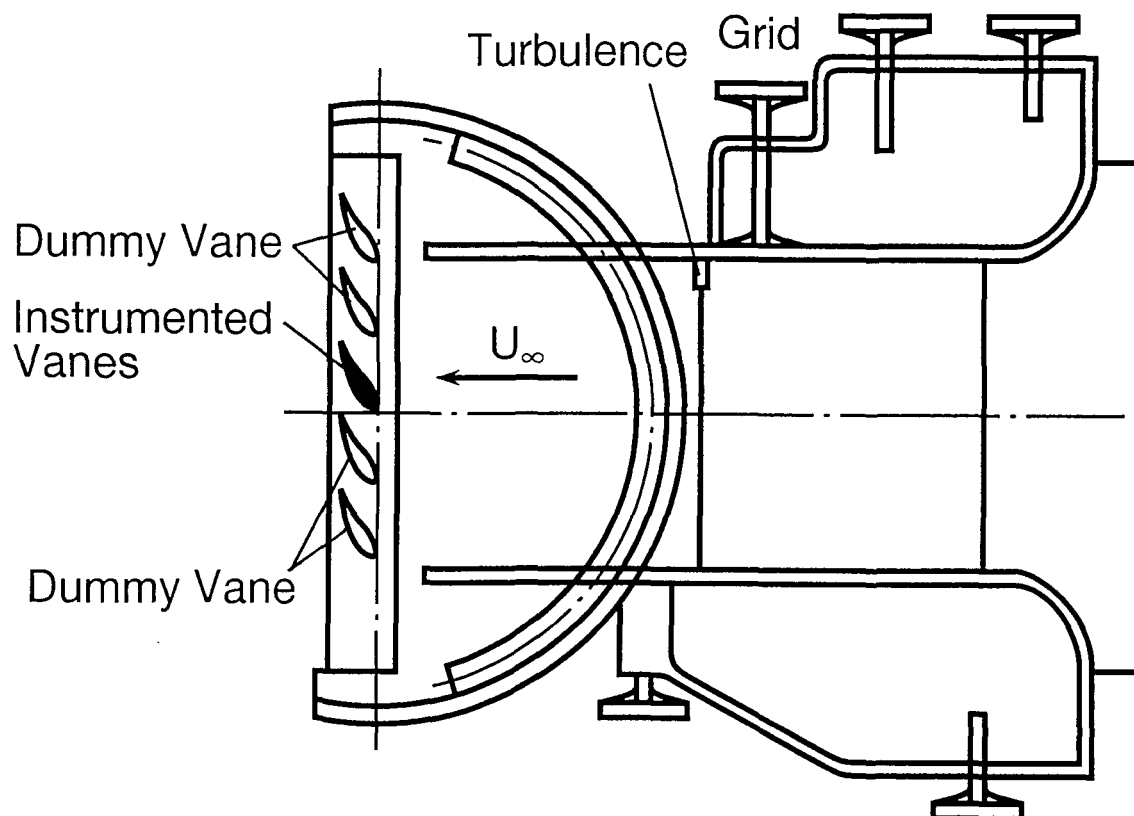


図7.3.4 低速翼列風洞の概形図

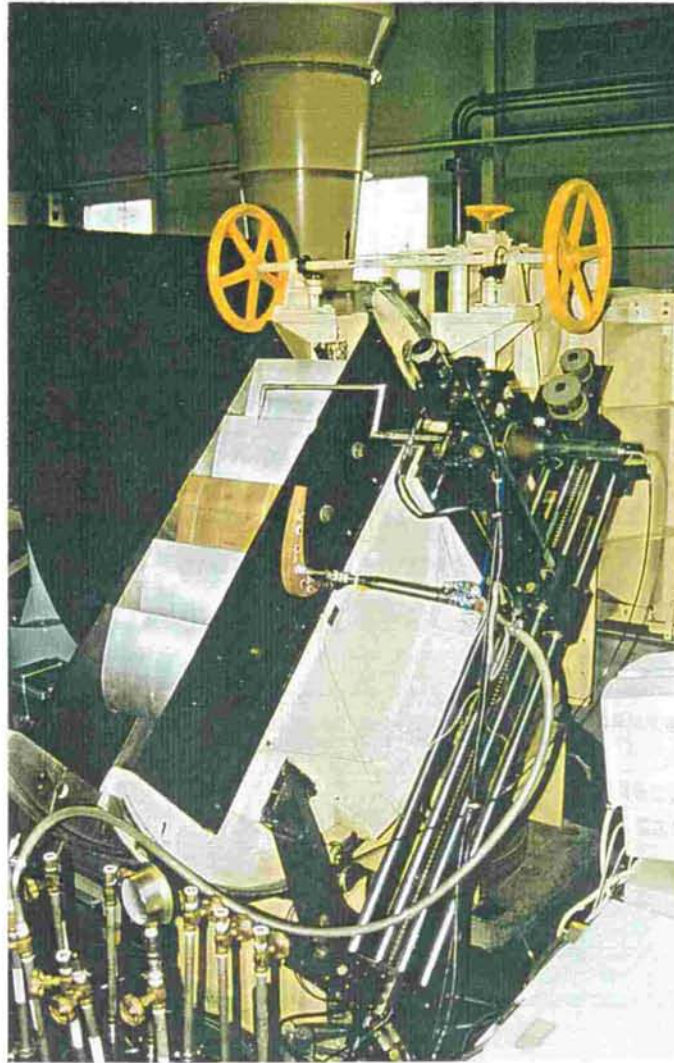


図7.3.5 低速翼列風洞による第1段動翼実験状況

供試第1段動静翼は低熱伝導材料であるベークライトで製作し、壁温度を測定する直径0.2mmのK型熱電対をフィルム冷却孔下流とフィルム冷却孔間下流の翼壁面に直線状に取り付けた。このフィルム冷却孔近傍の壁温度を測定する熱電対の取り付け方法を図7.3.6に示す。全面フィルム冷却翼の翼面の壁温度を測定する目的で4mmのピッチで翼面に埋め込んだ熱電対の総数は169本である。第1段動翼の供試翼のフィルム冷却孔近傍の熱電対取り付け状況を図7.3.7に示す。この熱電対による断熱壁温度と並行して翼全面にわたる壁温度を測定するために、カメラ式の赤外線放射温度計での測定も実施した。なお赤外線放射温度計による壁温度の測定値は埋め込んだ熱電対で校正した。

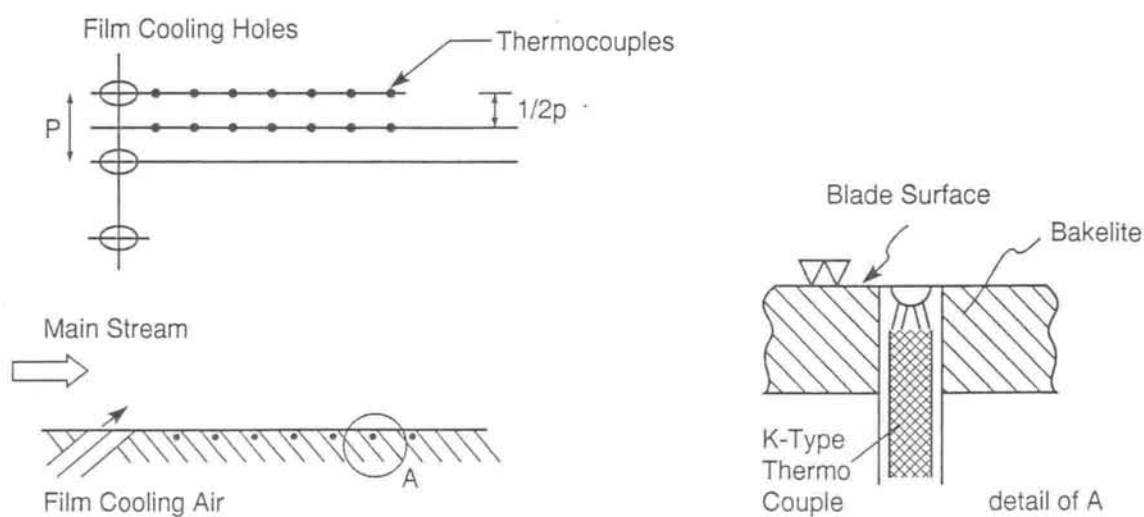


図7.3.6 全面フィルム冷却翼への熱電対の取り付け方法

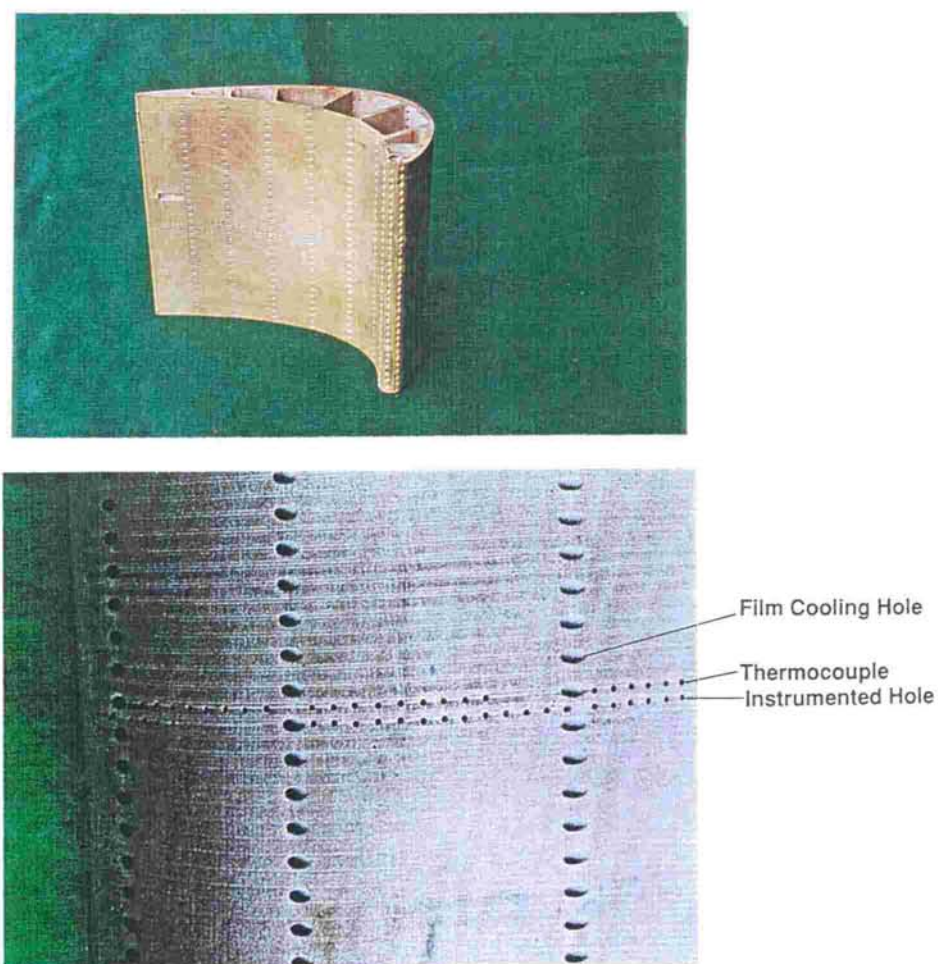


図7.3.7 全面フィルム冷却の第1段動翼モデルおよび熱電対の取り付け状況

(2) 実験結果および考察

まず第1段静翼の翼背側にあけたフィルム冷却孔の各々のフィルム冷却孔位置で質量流束比 M を0.2, 0.4に制御した状態で赤外線放射温度計で断熱壁温度を測定した結果を図7.3.8に示す。この図より翼全面にわたり均一な断熱壁温度が達成されていることがわかる。一方、翼腹側についても同様に質量流束比 $M=0.5, 1.0$ における断熱壁温度を測定し、これよりフィルム冷却効率を算出し図7.3.9に示す。図7.3.9より全面フィルム冷却では質量流束比が小さい条件で高いフィルム冷却効率が達成出来ることを意味している。翼腹側の x が10~84mmの位置では主流流速も低く、質量流束比 M を大きくとってもフィルム冷却空気流量の増加は少ない。さらに各吹き出し孔における質量流束比を最適化することによって、少ない冷却空気量で均一で高いフィルム冷却効率が達成できることが明らかになった。

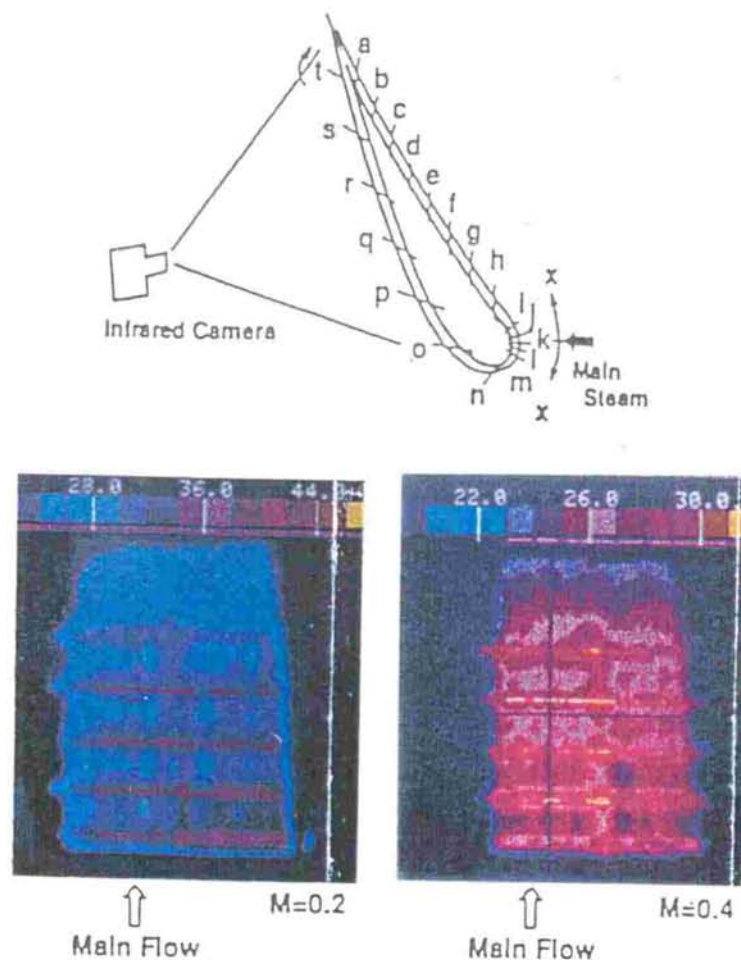


図7.3.8 第1段静翼の赤外線放射温度計による断熱壁温度の測定

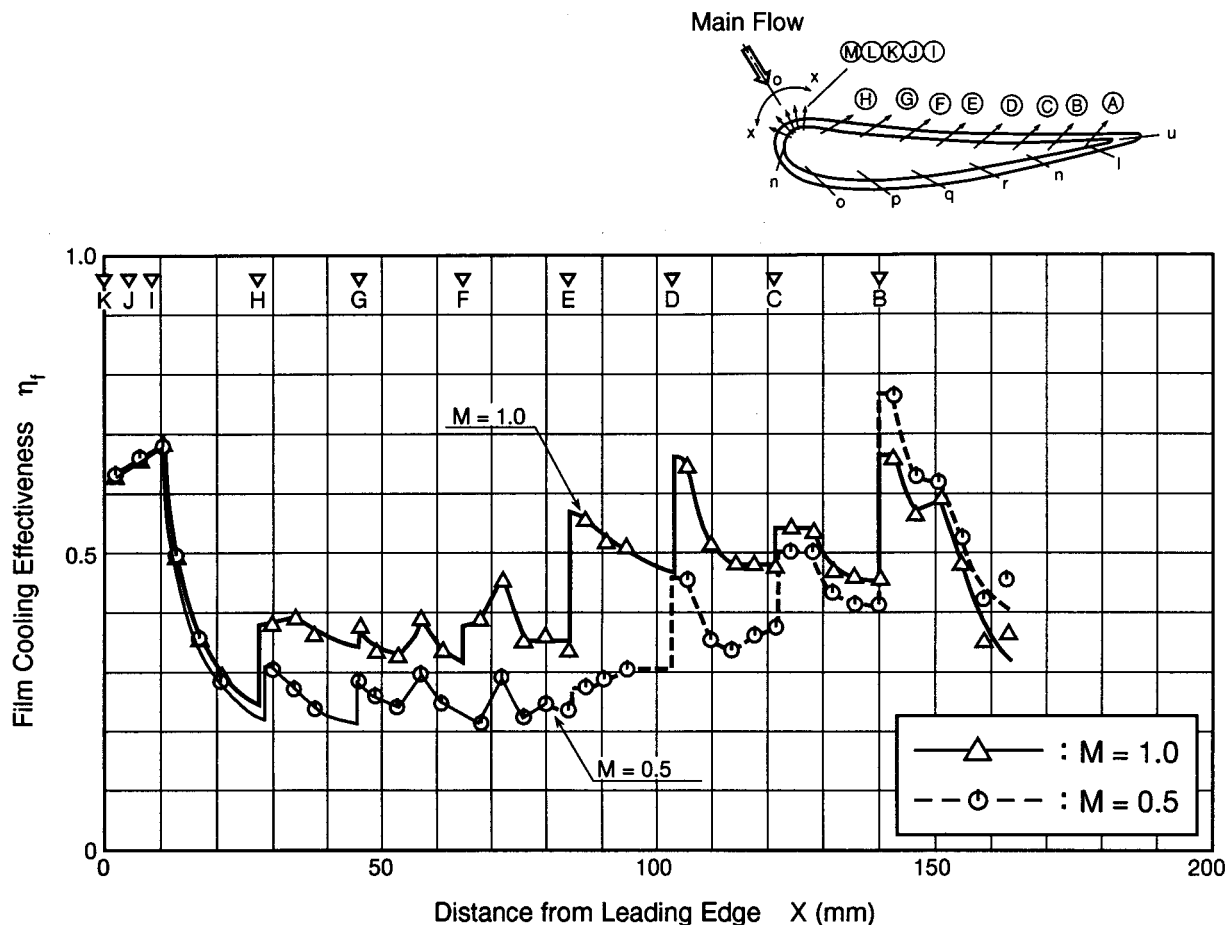


図7.3.9 第1段静翼の全面フィルム冷却時のフィルム冷却効率

つぎに第1段動翼の供試翼で翼背側および翼腹側の代表的なフィルム冷却孔からフィルム冷却空気を吹き出した場合の、フィルム冷却孔およびフィルム冷却孔の中間の点で下流方向に翼面に取り付けた169本の熱電対によりフィルム冷却効率を測定した結果を図7.3.10、図7.3.11に示す。

翼背側においてフィルム冷却効率を測定した図7.3.10より、フィルム冷却孔下流とフィルム冷却孔間を下流方向に測定したフィルム冷却効率は $x \approx 40\text{mm}$ の点までフィルム冷却効率が異なっていて、 $x \approx 40\text{mm}$ より下流では両者は一致し一様のフィルム冷却膜が形成されていると考えられる。このように全面フィルム冷却といっても翼背側では個々のフィルム冷却孔の近傍では三次元的なフィルム冷却空気の混合過程が現われている。しかし翼腹側では、図7.3.11よりフィルム冷却孔

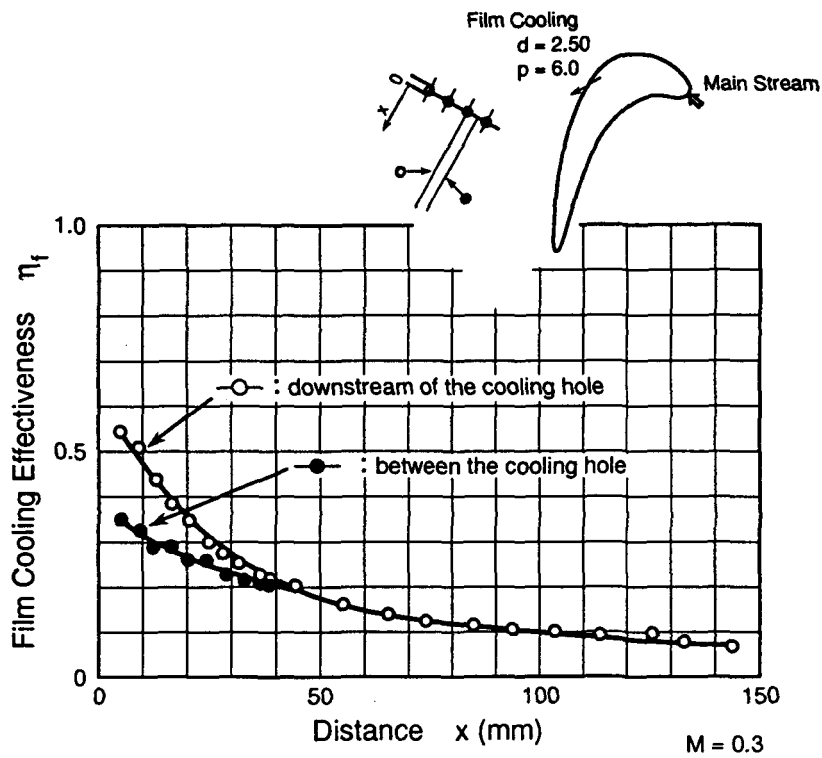


図7.3.10 全面フィルム冷却第1段動翼の背側におけるフィルム冷却効率

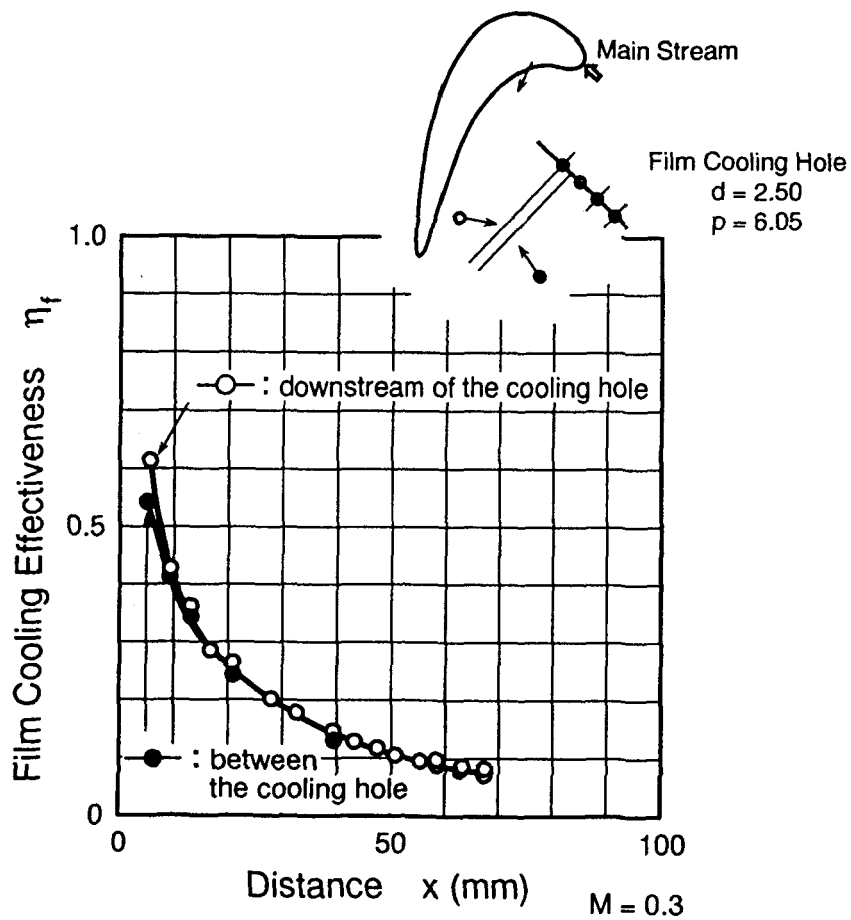


図7.3.11 全面フィルム冷却第1段動翼の腹側におけるフィルム冷却効率

の近傍からフィルム冷却孔下流とフィルム冷却孔間を下流に測定したフィルム冷却効率は一貫していることからフィルム冷却空気がよく混合することが明らかである。さらに、翼背側でのフィルム冷却効率の低下割合に比べて翼腹側でのフィルム冷却効率の低下が著しい。

各フィルム冷却孔における質量流束比 M を0.3に調整し、各列ごとにフィルム冷却効率を測定した結果ならびに全面にわたって $M=0.3$ で吹き出した場合の測定結果を併せて図7.3.12に示す。翼腹側面上ではフィルム冷却効率の低下が著しいため、質量流束比 $M=0.3$ で吹き出した場合下流のフィルム冷却孔部でフィルム冷却効率が0になっている場合があり全ての upstream 側からのフィルム冷却が寄与するわけで無いが、フィルム冷却効率の重ね合せ効果によって、下流に位置するフィルム冷却孔からの吹き出しのフィルム冷却効率が高くなっていることがわかる。ここでは限られた飛び飛びのフィルム冷却孔の流れ方向ピッチ間隔を設けているが、流れ方向ピッチをさらにつめて、列数が増加した分質量流束比 M を低下させると、非常に均一で高効率なフィルム冷却が達成できることが予想される。

図7.3.12よりフィルム冷却効率の最高値は $\eta_f \approx 0.85$ であり、平均的な最低値は $\eta_f \approx 0.4$ であることから、コード方向のフィルム冷却孔のピッチを約半分にして、質量流束比を $M=0.2$ に設定すると、平均フィルム冷却効率 $\eta_f = 0.6$ 程度達成可能と予想される。平均フィルム冷却効率 $\eta = 0.6$ の場合、ガス温度 $T_g = 1700^\circ\text{C}$ 、冷却空気温度 $T_{a0} = 400^\circ\text{C}$ としてフィルム冷却空気膜の温度 T_f を求めると $T_f = 920^\circ\text{C}$ となり、フィルム冷却孔の側壁あるいは、内面からの冷却を考慮すると全面フィルム冷却は現在使用されている翼材料を許容温度以下に冷却することが可能な冷却方法であることがわかる。さらに全面フィルム冷却の冷却空気をクーラで冷やしたり、主流ガスからタービン翼への熱遮蔽効果を増すTBC (Thermal Barrier Coating)と併用すればタービン入口温度 1700°C 級の冷却翼の開発が可能であると考えられる。

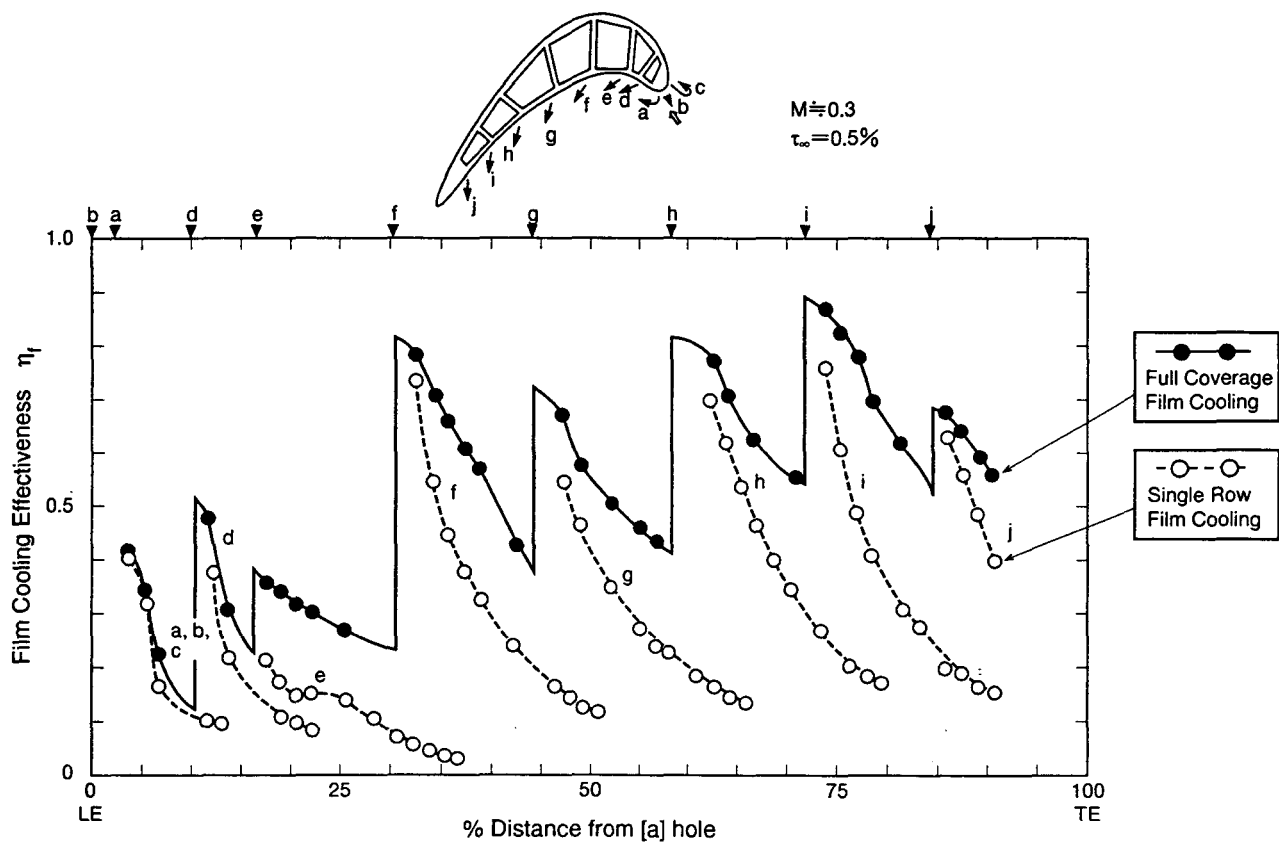


図7.3.12 全面フィルム冷却第1段動翼腹側への全面フィルム冷却時のフィルム冷却効率と各冷却孔単独でのフィルム冷却効率との比較

7.4 結 論

フィルム冷却を高性能化する方法に、フィルム冷却孔の形状を吹き出し部分で工夫し、壁面にフィルム冷却空気が沿い易くするシェイプトフィルム冷却法と、翼面に全面にわたるフィルム冷却孔を設け、低い質量流束比でフィルム冷却空気を吹き出し翼を冷却空気で覆う全面フィルム冷却法がある。低速伝熱風洞を用いたシェイプトフィルム冷却の基礎モデルによる実験ならびにタービン1段動静翼の翼モデルを用いた全面フィルム冷却の低速翼列実験によって下記の結論を得た。

- 円孔列からの吹き出しによるフィルム冷却ではフィルム冷却空気の主流への貫通および主流の巻き込みにより腎臓型のコントゥアーが得られるが、円形フィルム冷却孔の下流部を広げる形のシェイプトフィルム冷却孔列を用いるとフィルム冷却空気の主流への貫通がおさえられて流路壁にへばり付き、さらに横方向にフィルム冷却空気が広がることによって流路壁面上で高いフィルム冷却効率を有する。
- 本研究で実験した形状のシェイプトフィルム冷却孔列のフィルム冷却効率は、円孔列のそれに比較して約2倍となる。また質量流束比 $M=1.0$ 以上の大きな状態においてもフィルム冷却空気は主流に貫通することなくフィルム冷却効率は、質量流束比とともに増加する。
- 静翼の場合全面フィルム冷却で質量流束比の小さい ($M=0.5$) 冷却状態では、均一で非常に高いフィルム冷却効率が達成できる。
- 全面フィルム冷却方法は、次世代 1700°C 級のガスタービンの冷却翼の冷却方法として非常に有効であると考えられる。

第7章の文献

- [1] Goldstein, R. J., and Eckert, E. R. G., "Effects of Hole Geometry and Density on Three-Dimensional Film Cooling," *Int. Journal Heat Mass Transfer*, Vol.17, pp.595-607, 1974.
- [2] Makki, Y. H., and Jakubowski, G. S., "An Experimental Study of Film Cooling from Diffused Trapezoidal Shaped Holes," *AIAA Paper AIAA-86-1326*, 1986.
- [3] Papell, S. S., Graham, R. W., and Cageao, R. P., "Influence of Coolant Tube Curvature on Film Cooling Effectiveness as Detected by Infrared Imagery," *NASA Technical Paper TP-1546*, 1979.
- [4] Takeishi, K., and Sato, T., "Research and Development of High Temperature Industrial Gas Turbines," *Int. Symposium on Heat Transfer in Turbomachinery*, Athens, Greece 1992.
- [5] Lavari, G. N., Saucer, J. D., and Cohn, A., "The Design of an Advanced Cooled First stage for a Full-Scale Utility Combustion Turbine," *ASME Paper 82-GT-207*, 1982.
- [6] Amagasa, S., Shimomura, K., Kadowaki, K., Takeishi, K., Kawai, H., Aoki, S., and Aoyama, K., "Study on the Turbine Vane and Blade for a 1500 °C Class Industrial Gas Turbine," *Trans., ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.116, pp.597-604, 1994.

第 8 章 結 言

産業用高温ガスタービンの空冷翼の冷却方法として、特にガス温度、ガス圧力が高い第 1 段動静翼には、熱負荷低減の観点から、フィルム冷却は必要不可欠の技術である。フィルム冷却は、内部の対流冷却と異なって、主流と翼壁の間にフィルム冷却膜を形成することから、主流との混合という非常に複雑な現象を呈する。さらにフィルム冷却をガスタービンのタービン翼に適用する場合、フィルム冷却膜はタービン翼面上に発生する二次流れあるいはシュラウド面上に発生する種々の渦の影響を受ける。高温ガスタービンのタービン翼にフィルム冷却を適用し、最適な冷却翼を開発するためには、フィルム冷却孔より吹き出したフィルム空気が如何にタービン翼面上にフィルム冷却膜を形成させるかを把握し、フィルム冷却が最も効果的に作用するようにフィルム冷却孔の寸法、あるいはフィルム冷却孔の形状を決める必要がある。また、要素実験で得たフィルム冷却のデータを用いて開発したフィルム冷却翼は、メタル温度が、実用条件下で材料が許容する温度以下に保たれているか確認することが必須である。

本論文では、上記した背景に基づき、ガスタービンのフィルム冷却動静翼の開発に必要なフィルム冷却方法の構築を目的として実施した研究成果を、第 2 章～第 7 章に取りまとめた。

先ず、フィルム冷却孔より吹き出したフィルム冷却空気の主流との混合の状態を基礎的、定量的に把握することが必要である。そこで、実機のタービン翼に適用される円孔列を非常に簡単な形で模擬して主流に傾斜した二次元スロットからの吹き出しにおけるフィルム冷却実験を実施し、得られた結果を一般化した境界層理論から導いたフィルム冷却効率推定式と比較して評価した。また円孔列からの吹き出しにおけるフィルム冷却実験結果とヒート・シンクモデルによる解析を比較することにより、吹き出し近傍の境界層近似が出来ないフィルム冷却孔のごく近傍領域にも適用可能なフィルム冷却効率の推定式を示した。

タービン動静翼面上におけるフィルム冷却効率には、平板面上のフィルム冷却

に影響するパラメータに加えて、翼面の曲率、主流の加速率等の影響が入る。これらの影響を入れたタービン翼面上のフィルム冷却効率式を得るため、典型的な産業用ガスタービンの第1段動静翼モデルを用いてフィルム冷却効率を測定した。そして、得られたフィルム冷却効率を整理して翼背側および翼腹側面上でのフィルム冷却効率式を明らかにした。さらに曲率一定の条件で主流加速率、主流乱れをパラメータにした翼列実験を実施し、翼背側では主流加速率および主流乱れはフィルム冷却効率に影響を与えないことを、一方、翼腹側では主流加速率の減少（翼ピッチ増加による高負荷化）および主流乱れはフィルム冷却効率を低下させることを明らかにした。今後の産業用ガスタービンのタービン翼設計が高負荷化する傾向の中で、空力設計に配慮していく必要があることを明らかにした。

高温ガスタービンのタービン翼は低ソリディティ化、低アスペクト比化の傾向にある。このような低アスペクト比のタービン翼では、翼間の三次元的流れが翼面に影響をおよぼす。シュラウド面上の二次流れは、翼面およびシュラウド面上の熱伝達率およびフィルム冷却効率に強い影響を与えるが、現在のところ実験的にも解析的にも明らかでない。近年ナービエ・ストークス方程式を数値的に解くことにより翼間流れを求める試みがなされているが、熱伝達率分布、フィルム冷却効率の推定に適用した例はまだ非常に少なく、実用の域に達していない。しかし今後計算機と数値解析法の進歩により熱伝達率あるいはフィルム冷却効率等の伝熱問題が、数値解析で解けるのも間近にせまっていると考えられるためまた、解析コードの検証のためにも、精度の良い実験データが必要である。このためタービンの流れを相似な形でシミュレートさせるため、環状翼列伝熱実験装置を用いた伝熱研究を実施した。その結果シュラウド面上に発達する渦の影響で、翼面およびシュラウド面上の熱伝達率が促進され、フィルム冷却効率は急激に減少することを明らかにした。さらに環状翼列の翼面およびシュラウド面上に発達する境界層の流れを可視化する新しい方法を開発し可視化像からもこの事実を明確にした。

ガスタービンのタービン静翼は、燃焼器の高温ガスが不均一に分布している影響を直接受けるために非常に高度な冷却技術を必要としたが、タービン動翼は、

回転運動によりガス温度が平均化されることと、回転運動により相対全温度が低くなる分、静翼ほどの高度な冷却技術を必要としなかった。しかし、タービン入口温度の上昇に伴って、タービン動翼においてもフィルム冷却の施行が必要な段階となった。

タービン動翼にフィルム冷却を適用する場合、タービン静翼面上に生じるフィルム冷却の現象を把握するのはもちろんのこと、翼の回転ならびに、主流の非定常流のフィルム冷却効率への影響を知っておく必要がある。しかし、回転している動翼面上のフィルム冷却効率を直接測定することは非常に困難であるため、報告された例は皆無であった。タービン翼面上のフィルム冷却効率への回転の効果を調べる目的で、50%高さにおけるタービン翼型が相似なモデルを用いて二次元低速翼列と空気タービン実験装置を用いてフィルム冷却効率を測定する実験を行った。回転しているタービン動翼面上のフィルム冷却効率の測定には、トレーサに炭酸ガスを用いた物質伝達のアナロジーを応用して、回転動翼面上のフィルム冷却効率を実機相当の条件で測定した。そして回転している動翼面上で測定したフィルム冷却効率の測定結果を、詳細なフィルム冷却効率の測定を実施した二次元静止翼列の実験結果と比較することにより、回転動翼面上のフィルム冷却効率の特性を明らかにした。

本論文で示した種々のフィルム冷却効率の実験式および予測法は、他の伝熱データと共に冷却翼開発のシステム（TDSYS）に組み込まれている。このシステムを用いて開発したフィルム冷却動静翼は、高温翼列実験、高温回転実験で詳細な冷却性能が確認され、最終的にはフィルム冷却翼が組み込まれたガスタービンが使用されると同一の条件下で、ガスタービンを運転し、回転するタービン動翼のメタル温度を測定することによってタービン動翼の冷却性能が検証される。フィルム冷却を初めとする種々の伝熱データから成り立つTDSYS システムは高性能な冷却翼の開発に寄与するばかりでなく、タービン動静翼の信頼性に最も影響を与えるメタル温度の推定精度においても十分な精度があることが確かめられた。高温翼列実験、高温回転実験および工場での実負荷試験で得られたフィルム冷却動静翼のデータは、今後のさらなるシステムのメタル温度推定精度向上に利用される。

高温ガスタービンの開発は、熱サイクルの改善の観点から永遠に続けられるであろうと考えられる。この熱サイクルの改善の有力な手段としてタービン動静翼の冷却空気量の低減とタービン入口温度の上昇が上げられる。フィルム冷却を施行しているタービン翼の冷却空気量を低減させる最も効果的な方法は、フィルム冷却を高性能化することである。フィルム冷却孔から主流にフィルム冷却空気を吹き出す場合、主流との混合を押え、翼の壁に沿い易くするようフィルム冷却孔の形状を工夫したシェイプトフィルム冷却孔の採用はその1つの方法である。シェイプトフィルム冷却孔列からの吹き出しによるフィルム冷却効率の改善効果を調べる目的で、伝熱風洞を用いることにより、シェイプトフィルム冷却孔列からの吹き出し空気の下流における空間温度分布の詳細を測定し、従来の円孔列からの吹き出しにおける空間温度分布と対比することによって、シェイプトフィルム冷却孔列から吹き出したフィルム冷却空気は、主流に貫通しにくく、横方向に広がることによって高いフィルム冷却効率を得られることを明らかにした。一方タービン入口温度の上昇に対しては、全面フィルム冷却、トランスピレーション冷却で対処する方法以外に無いと考えられる。そこで全面フィルム冷却孔をあけたタービン動静翼を用いた低速翼列実験により、全面フィルム冷却の効率分布を明らかにし、今後の高温化への可能性を明らかにした。

本論文に示したフィルム冷却方法は、現在1350℃級のコンバインドプラント用ガスタービンに用いられるフィルム冷却動静翼の開発に適用され、その信頼性を確保するために効果を上げている。産業用ガスタービンのタービン入口温度をさらに上昇させ熱効率の改善をはかるためには、高温化に対処して、より一層のタービン動静翼の冷却法の信頼性の確保が必要となる。このためには、フィルム冷却効率の推定精度の向上と、高性能化に一層努力する必要があると考えている。また、フィルム冷却技術の要素研究のみではなく、実機のタービン翼の長時間使用の実績を分析・評価することによって、フィルム冷却翼の設計あるいはフィルム冷却翼を組込んだガスタービンプラントの運転にフィードバックする研究が必要であり、これらは、今後の研究課題としていきたい。

謝 辞

本論文をまとめるにあたり、終始懇切丁寧な御指導をいただきました大阪大学基礎工学部 木本日出夫教授、ならびに査読をしていただき有益な御助言を賜りました大阪大学基礎工学部 角谷典彦教授、同じく大阪大学基礎工学部 辻本良信教授に厚く御礼申し上げます。

また、本論文をまとめることを許可、御鞭撻いただきました三菱重工業(株)高砂研究所 佐藤友彦所長をはじめ坂元成夫次長、吉井總介次長、燃焼伝熱研究室 藤本哲郎室長、所内関係者の方々に深くお礼申し上げます。

私が、三菱重工業(株)に入社した昭和49年当時の産業用ガスタービンのタービン入口温度は、900℃レベルでありました。その頃から既に今日の産業用ガスタービンの重要性を予想されて開発研究の全般を推進され、その一環として高温ガスタービンにおける冷却技術の重要性を考え、タービン翼の冷却技術の開発にたずさわる機会を与え、御指導下さいました三菱重工業(株)高砂研究所 佐藤友彦所長はじめ、ターボ機械開発の観点から御指導を賜りました同ターボ研究推進室 青木素直室長に深く感謝致します。

またフィルム冷却技術の基礎研究に関しましては、三菱重工業(株)長崎研究所に御在職時御鞭撻いただきました大分大学工学部 時田雄次教授に深く謝意を表します。東新瀉発電所コンバインドプラント用のガスタービンの開発時御指導をいただき、本論文作成に当って御鞭撻をいただきました元基盤技術研究所 島通恒所長にあわせて御礼申し上げます。

実験にあたりましては、三菱重工業(株)高砂研究所 燃焼伝熱研究室 松浦正昭主任、笠井剛州社員には多大の御協力をいただきましたことを記して感謝の意を表します。

最後に産業用ガスタービンの冷却翼の研究開発の機会を与えて下さいました三菱重工業(株)高砂製作所 日浦治也副所長、同タービン技術部 福江一郎次長、同ガスタービン設計課 塚越敬三課長に心からの感謝の意を表します。