

宇宙航空研究開発機構研究開発報告

JAXA Research and Development Report

複合冷却方式タービン翼の冷却性能に関する研究

松下 政裕, 山根 敬, 三村 富嗣雄, 福山 佳孝

2007年3月

宇宙航空研究開発機構

Japan Aerospace Exploration Agency

複合冷却方式タービン翼の冷却性能に関する研究

松下政裕^{*1}, 山根敬^{*1}, 三村富嗣雄^{*1}, 福山佳孝^{*1}

Study of Cooling Effectiveness for an Integrated Cooling Turbine Blade

Masahiro MATSUSHITA^{*1}, Takashi YAMANE^{*1}, Fujio MIMURA^{*1} and Yoshitaka FUKUYAMA^{*1}

ABSTRACT

Experimental study of film cooling, impingement cooling and integrated cooling were carried out with the aim of applying them to turbine cooling. The experiments were conducted with 673K hot gas flow and room temperature cooling air. Test plate surface temperature distributions were measured with an infrared camera. This report presents fundamental research data on cooling performance of the test plates for the validation of numerical simulation. Moreover, simplify heat transfer calculations were executed and were evaluated by the experimental measurements.

Keywords : Impingement cooling, Turbine blade, Pin fin, Integrated cooling, Film cooling

概 要

タービン翼の冷却研究目的で、フィルム冷却、インピンジメント冷却の基礎実験、および、それら組み合わせた複合冷却の実験を実施した。実験は 673K の燃焼ガスに対し室温の冷却空気を使用し、試験体表面の温度計測は赤外線カメラによって行った。これら、基礎的な実験データは CFD などの解析へ利用することを念頭においており、本報告では、基本的な各冷却構造の試験結果、各冷却構造を組み合わせた複合冷却の基礎試験結果を述べる。さらに、簡単な熱伝導解析を行い、実験結果による冷却性能の予測改善を行った。

Keywords : インピンジメント冷却, タービン翼, ピンフィン, 複合冷却, フィルム冷却

記 号

A:主流断面積(主流レイノルズ数)

A:フィルム冷却効率定式化の係数

B:フィルム冷却効率定式化の係数

C:フィルム冷却の補正係数

D:孔直径

De:相当直径

H:熱伝達率

Hc:冷却側熱伝達率

Hc_{fc}:フィルム冷却時の冷却側熱伝達率

Hc_{imp}:インピンジメント冷却の冷却側熱伝達率

Hg:高温側熱伝達率

Hg₁:状態1での高温側熱伝達率

Hg₂:状態2での高温側熱伝達率

Hg_{fc}:フィルム冷却時の高温側熱伝達率

Hg_{imf}:複合冷却時の高温側熱伝達率

L:主流方向長さ(主流レイノルズ数)

L:試験体厚さ(一次元熱伝導簡略化)

L:流路周長(ぬれぶち長さ)

M:噴出し比

Nu:ヌセルト数

Pr:プラントル数

r:噴流中心からの距離

Re:レイノルズ数

*平成 19 年 3 月 5 日受付 (received 5 March, 2007)

*1 航空プログラムグループ 環境適応エンジンチーム 高温化セクション

(High-Temperature Technology Section, Clean Engine Team, Aviation Program Group)

Re_D : 代表長さ孔直径	Z : フィルム噴射孔後縁からの主流垂直方向距離
Re_{De} : 代表長相当直径	β : 主流流量に対する冷却空気流量比
Re_z : 代表長さ噴流距離	η : 冷却効率
S : 流路断面積 (相当直径計算)	η_1 : 状態 1 での冷却効率
T : 温度	η_2 : 状態 2 での冷却効率
$T1 \sim 9$: 冷却空気計測温度	η_f : フィルム冷却時の冷却効率
T_c : 冷却空気温度	η_{imf} : 複合冷却時の冷却効率
T_g : 主流温度	η_{imp} : インピンジメント冷却時冷却効率
T_{gfc} : フィルム冷却時の混合流れ温度	η_{fc} : フィルム冷却効率
T_{wi} : 試験体冷却側表面温度	λ : 熱伝導率
T_{wo} : 試験体高温側表面温度	μ : 粘性係数
U : 速度	ρ : 密度
U_c : 冷却空気速度	ρ_c : 冷却空気密度
U_g : 主流速度	ρ_g : 主流密度
w_g : 主流流量	
x : 主流方向長さ	
X : フィルム噴射孔後縁からの主流方向距離	

1 はじめに

地球温暖化など環境問題への配慮から、航空用ガスタービンにおいても、高効率化、高性能化が強く求められている。そのために最も有効な手段は、利用する燃焼ガスの温度を高温化することであり、タービン入口温度は上昇し続け、現在では1700℃のタービン入口温度を想定するような研究も必要となっている。このようなタービン入口温度の上昇には、高温部材の耐熱温度の向上が大きな役割を果たしているが、新材料においても、その耐熱温度は1100℃程度であり、タービン翼の冷却は不可欠である。タービン冷却における冷却空気の使用は、ガスタービン全体の性能へ大きな影響をおよぼすため、冷却空気を大幅に削減できるような冷却技術の向上が求められている。

そのような冷却技術は、フィルム冷却、インピンジメント冷却、サーペンタイン冷却、ピンフィン冷却などの冷却技術を組み合わせ構築されている。例えば、フィルム冷却、インピンジメント冷却、ピンフィン冷却を組み合わせた複合型インピンジメント冷却構造¹⁾において、様々なピン・冷却孔配置に対し冷却性能が異なることがわかっている。その最適な配置、構造の組み合わせについては、全てを実験によって調べることはコスト面から考えても得策ではない。CFD などの解析を実用ツールとして使用できるようにし、実験数を減らすことが必要である。なかでも、CFD と熱伝導解析を組み合わせた連成解析はこれから重要な実用ツールになると考えられるが、まだ、基礎データによる評価が必要とされている。

そこで、本研究では、CFD と熱伝導解析を組み合わせた連成解析を行うために、結果評価の参考となるような基礎的な冷却性能の実験データを集積することを目的とし、各種冷却構造の要素試験を実施し、冷却性能データの取得を行った。さらに、複合冷却の要素試験も実施し、冷却構造を組み合わせた場合の冷却効果について考察を行った。また、熱伝導解析を行い、要素試験結果をもとにその解析結果の評価を実施した。本報告は、各種冷却構造および複合冷却の基礎的な冷却性能試験データを提供し、その冷却性能に関する考察と、単純な実験式に基づく熱伝導解析を行った結果評価について報告を行う。

2 冷却性能試験

2.1 試験装置

冷却性能試験は(独)宇宙航空研究開発機構の高温風洞設備を使用して実施した。風洞の空気源は、最大圧力 0.7MPa、最大流量 8.0kg/s で、主流燃焼器の上流で主流と冷却空気に分流している。試験部に供給される主流ガスは燃焼器により温度制御された燃焼ガスをうい、主流温度は、試験測定部の入口 2 ヶ所で熱電対により計測している。主流側は 2 段に燃焼器を設置し、試験部で最高約 1700℃が実現可能であるが、本実験では主流温度は 400℃ (673K) としており、比較的低温であるため予熱燃焼器のみを使用し、主流ガスの加熱を行った。図 2-1-1、図 2-1-2 に概略図および外観を示す。

冷却空気は加熱せずに常温の空気を冷却ダクトへ供

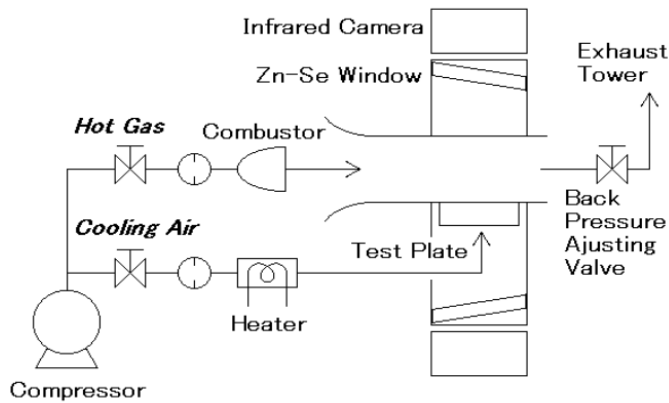


図 2-1-1 試験装置概略図

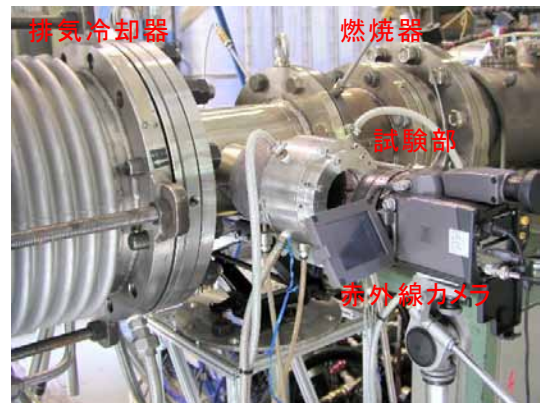


図 2-1-2 試験装置外観

給し試験を行った。冷却空気系は電気加熱により最高 650°C (923K) まで温度上昇可能であるが、本試験では使用していない。

2.2 試験測定部

図 2-2-1 に試験測定部の概略図を示す。主流ガスは図の左側から試験測定部に流入し、試験体上面を加熱し、右側へ流出する。主流流路の断面積は $4.14 \times 10^{-3} \text{m}^2$ である。試験体は図の中央に主流ガスの流れに平行に設置され、冷却空気は図の下方にある冷却空気ダクトから試験体の裏側へと供給される。冷却空気は試験体内を通り、冷却を行った後に、膜冷却孔および下流側出口を通して主流ガスに混合し共に排気される。冷却空気温

度は、試験体入口の 9 ヶ所で熱電対により計測している。図 2-2-2 に冷却空気の計測位置を示す。

試験体の表面温度を測定するために、図の上方に試験体表面に正対する位置に観測窓を設置している。窓を隔てて設置された赤外線カメラを用いて試験体表面の温度の測定を行う。窓材は赤外線透過率の高いセレン化亜鉛を使用した。赤外線透過ガラスの厚さは 10mm であり、赤外線透過ガラスは映りこみを防止するために斜めに設置されている。また、試験体裏面における温度測定も可能とするため、図 2-2-1 の下方に示すように厚さ 8.5mm の赤外線透過ガラスの観測窓を設置している。

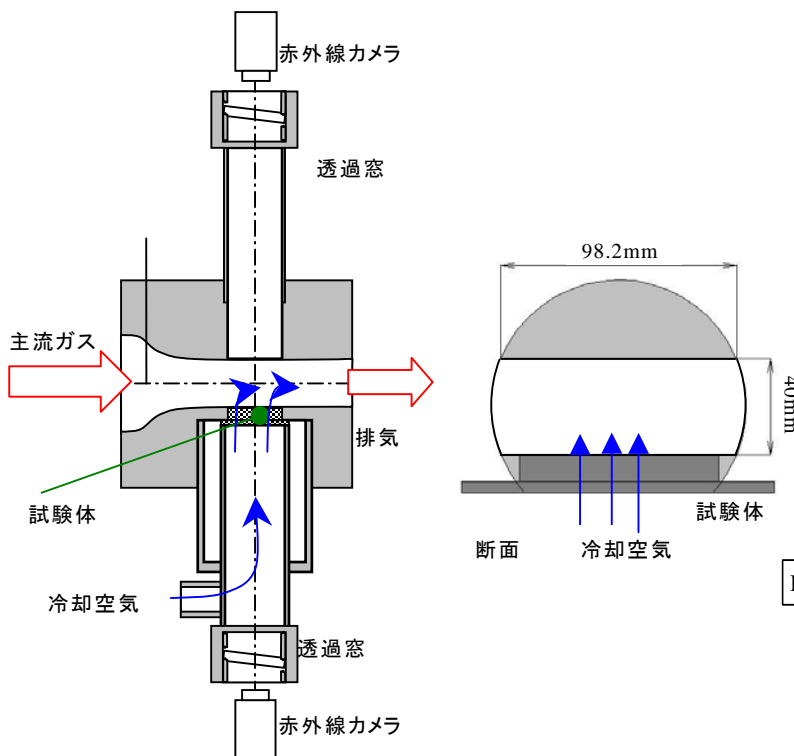


図 2-2-1 試験部概略図

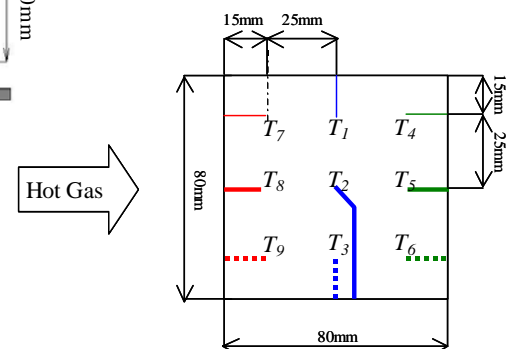


図 2-2-2 冷却空気計測位置

2.3 冷却試験体

図 2-3-1～図 2-3-7 に本研究の試験に使用した試験体を示す。

基本的な冷却構造の特性および、それぞれの冷却構造を組み合わせることによる冷却効果を調べる目的から、7 種類の試験体を製作し実験を実施した。試験体の内訳は、3 種類のインピンジメント冷却構造試験体と 1 種類のフィルム冷却構造試験体、インピンジメント冷却とフィルム冷却を組み合わせた 2 種類の複合冷却構造試験体、さらにピンフィン冷却を加えた 1 種類の複合冷却構造試験体である。

これらの試験体の材料はステンレス鋼 (SUS304) で、機械加工により製造されている。試験体において、冷却空気は冷却構造を持つ部分だけを冷却するようにしている。中心から上下 15mm 以外の冷却しない部分には断熱材を使用し、板状の断熱材を接着剤で接着し、インピンジメント冷却のある試験体では、インピンジメント冷却孔の板とともにネジで固定し、フィルム冷却のみの場合は直接ネジで固定している。

図 2-3-1～図 2-3-3 はインピンジメント冷却構造を持つ試験体であり、厚さ 3mm のターゲットプレートに垂直に冷却噴流があたるインピンジメント冷却試験体 A を基本構造としている。インピンジメント冷却孔は直径 4mm で、主流方向には 20mm 間隔で 4 列、主流に垂直方向には 10mm 間隔で 3 列、合計 12 箇所の冷却孔を設置している。インピンジメント冷却後の冷却空気は下流側の出口から主流に排出される。インピンジメント冷却試験体 B は、ターゲットプレートの厚さによる冷却性能の影響を調べるため、ターゲットプレートの厚さを 1mm にし、冷却孔位置はインピンジメント冷却試験体 A と同じである。インピンジメ

ント冷却試験体 C は、冷却噴流の衝突角度に対する冷却性能の影響を調べるため、30 度傾斜したインピンジメント冷却孔にしてあり、ターゲットプレートの厚さはインピンジメント冷却試験体 A と同じ 3mm としている。

図 2-3-4 はフィルム冷却構造を持つ試験体である。フィルム冷却孔の直径は 4mm で、主流方向には 20mm 間隔で 4 列、主流に垂直方向には 10mm 間隔で 3 列、合計 12 箇所の冷却孔を設置している。今回は基本的な試験を目的としているので、噴流の角度は流れに垂直としている。

図 2-3-5、図 2-3-6 はフィルム冷却とインピンジメント冷却の二つの冷却構造を組み合わせた複合冷却試験体である。複合冷却試験体 A は、インピンジメント冷却孔とフィルム冷却孔が主流に対して同一直線上に位置し、フィルム冷却孔の位置はフィルム冷却試験体 A と同じとし

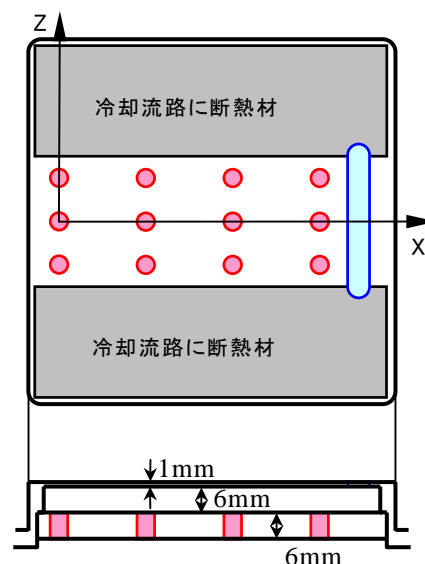


図 2-3-2 インピンジメント冷却試験体 B (IMP-B)

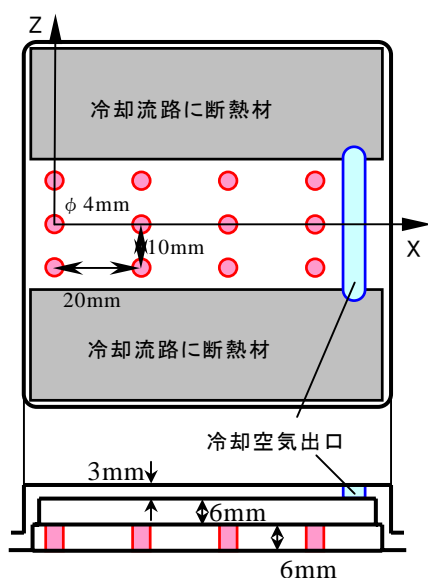


図 2-3-1 インピンジメント冷却試験体 A (IMP-A)

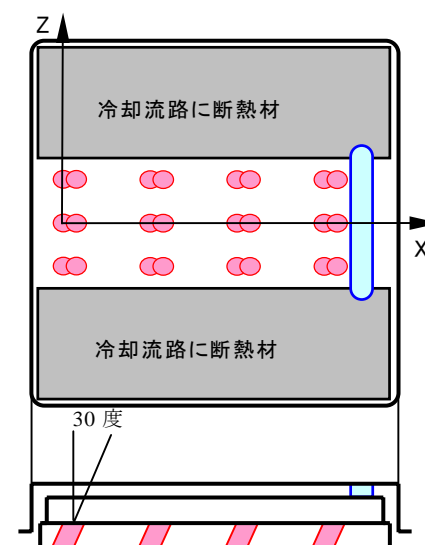


図 2-3-3 インピンジメント冷却試験体 C (IMP-C)

て、インピジメント冷却孔をインピジメント冷却試験体 A よりも下流側 10mm のフィルム冷却孔列の中心に配置した。一方、複合冷却試験体 B は、インピジメント冷却孔とフィルム冷却孔を千鳥配列とし、4 つのフィルム冷却孔の中心にインピジメント冷却孔を配置した。なお複合冷却試験体 A と B で、インピジメント冷却孔の噴射出口総面積を同じにするために、千鳥配置の複合冷却試験体 B については、一番上と一番下の列のインピジメント冷却孔出口を断熱材スパーサーで半分ふさいでいる。

図 2-3-7 は複合冷却試験体 C であり、フィルム冷却とインピジメント冷却を組み合わせる上に、さらに冷却流路にピンフィンを設置し、熱伝達面積を増やすことにより冷却効果向上を狙った冷却構造である。複合冷却試験体 C は、複合冷却試験体 A をベースに、ピンフィンを中

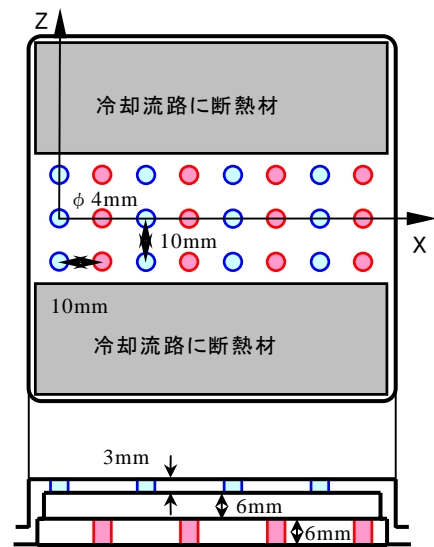


図 2-3-5 複合冷却試験体 A (FIM-A)

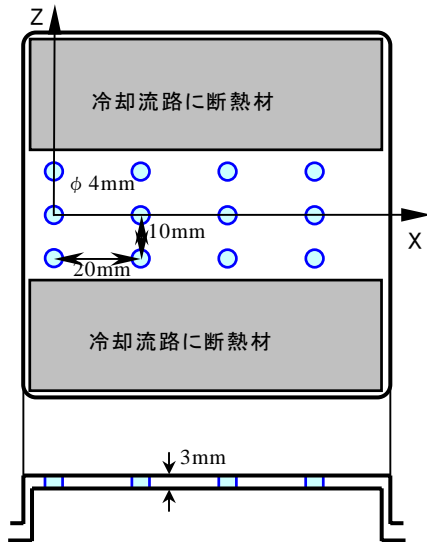


図 2-3-4 フィルム冷却試験体 A (FC-A)

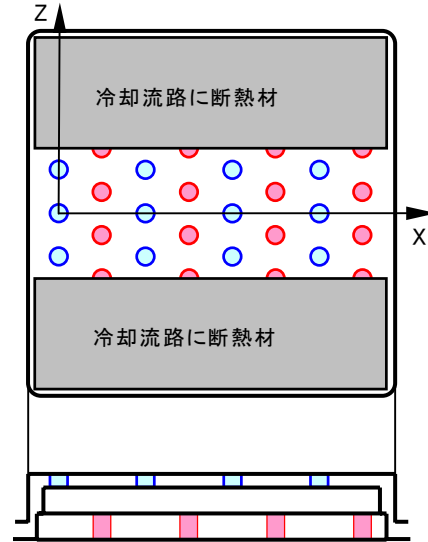
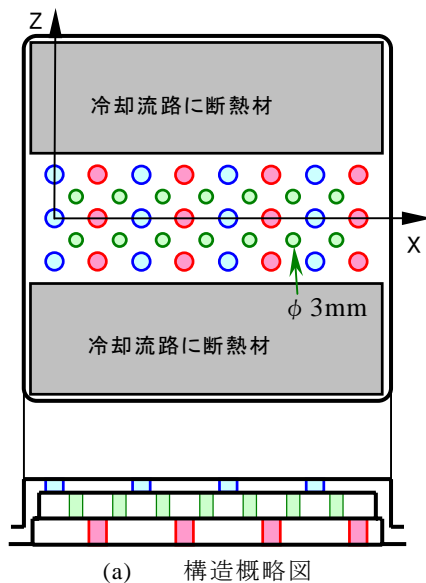
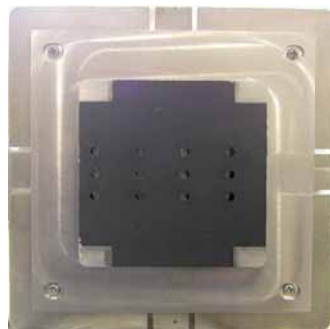


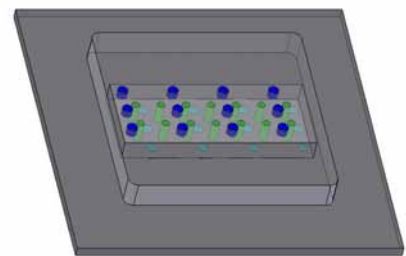
図 2-3-6 複合冷却試験体 B (FIM-B)



(a) 構造概略図



(b) 外観写真



(c) 概略図

図 2-3-7 複合冷却試験体 C (PFI)

間に設置した。ピンフィンターゲットプレートにろう付けされている。

説明の便宜上、インピンジメント試験体 A, B, C をそれぞれ IMP-A, IMP-B, IMP-C, フィルム冷却試験体 A を FC-A, 複合冷却試験体 A, B をそれぞれ FIM-A, FIM-B, 複合冷却試験体 C を PFI とする。また、座標として、図中に示したような流れ方向を X, 流れに垂直方向を Z とし、最上流のフィルム冷却孔またはインピンジメント冷却孔の中心を原点とする座標を使用する。

2.4 計測装置

2.4.1 赤外線カメラ

試験体表面の温度分布は非接触型の高感度赤外放射温度計(赤外線カメラ)によって測定を行った。測定対象物から自己放射されている赤外放射エネルギーを二次元検出器により電気信号に変換し、カラーの熱画像として表示する装置である。本試験では試験体の表面側の温度測定には日本電気三栄製 TH9100MV を使用し、裏面側の同時測定時には inframetrics 製 MODEL760 も使用した。

赤外線カメラで測定した二次元温度分布は、周囲の反射、光学経路での吸収などの影響が含まれ、正確な絶対値の計測が困難である。しかしながら、試験条件がほぼ同じであれば計測に影響を及ぼす因子はほぼ同じであると考えられ、冷却性能の比較には適している。また、赤外線カメラの計測値に対して、一般的には、熱電対による較正を行うが、温度勾配の存在する場所では熱伝導

による熱損失誤差が生じるため、本研究では、熱電対による較正を実施せず、赤外線カメラによる計測値のみから冷却効率を算出している。ここで、赤外線カメラ計測値の信頼性確保のための予備実験として、カメラの放射率補正と赤外線カメラによる計測温度の誤差評価試験を実施した。また、全ての試験において、試験体表面は、周囲からの熱反射の影響を小さくするため、放射率の高い黒体塗料(放射率 0.94)を塗布している。

2.4.2 赤外線カメラ較正試験

較正試験は、黒体炉(エレクトロオプティカル社 CS1050-100)、赤外線透過ガラス、赤外線カメラを測定部における位置関係を再現するように直線上に配置して行った。試験では、黒体炉の示す温度と赤外線カメラが示す温度を比較することにより、赤外線透過ガラスによる赤外線減衰量およびカメラの測定誤差の計測を行った。

較正試験では、黒体炉の温度を 423K から 723K まで、50K ごとに変化させ計測を行った。図 2-4-1 に赤外線カメラの較正試験の結果を示す。図 2-4-1(a)は、赤外線透過ガラスの有無による測定温度の関係を示している。黒体炉の放射率は 0.98 であるので、赤外線カメラの放射率を 0.98 に設定して計測を行っている。この測定結果から得られた線形補正式を計測値に対し使用しており、2 種類の赤外線透過ガラスに対し、それぞれの赤外線透過ガラスの計測結果を透過率の補正として使用している。図 2-4-1(b)は黒体炉温度と、赤外線透過ガラスを使用しないときの赤外線カメラ測定温度の関係を示している。結

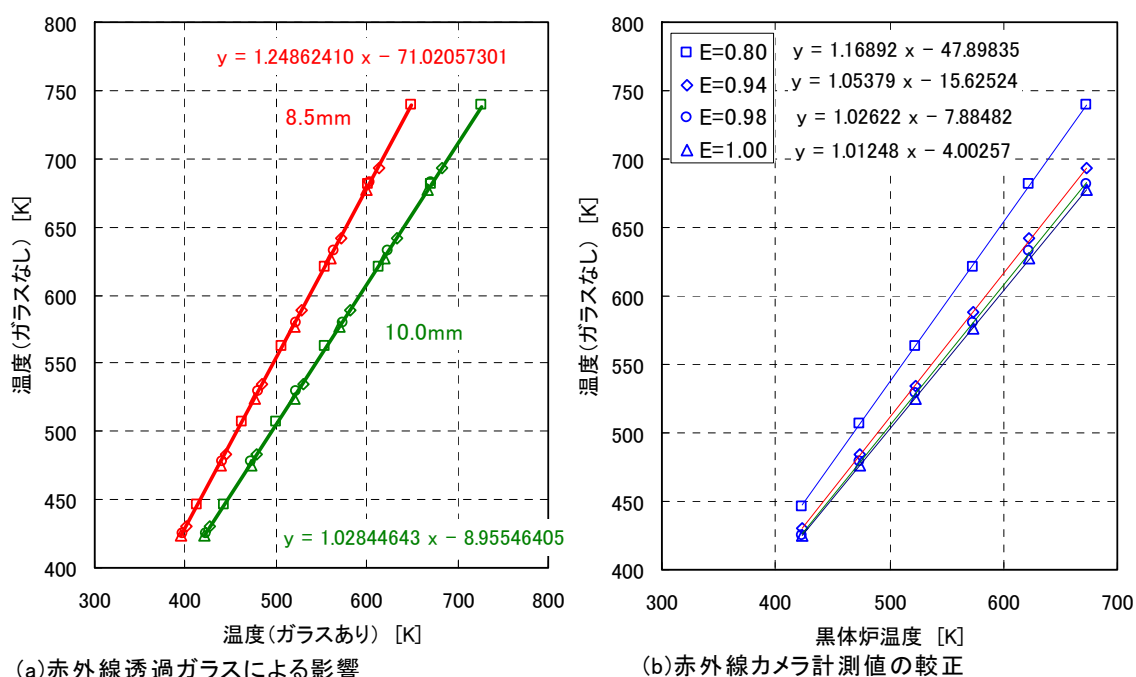


図 2-4-1 赤外線カメラ較正値

果は、赤外線カメラの放射率を黒体炉の放射率 0.98 に設定した場合では、誤差は 1% 以下で測定されていることを示している。また、赤外線カメラの放射率設定が黒体炉の放射率と異なっている場合について計測も行っており、黒体炉放射率 0.98 に対し、放射率設定 1.0 と 0.94 にした場合でも最大誤差 2% 程度で抑えられていた。

2.5 冷却性能試験条件

2.5.1 試験条件

主流の燃焼ガスの温度は 400℃ (673K) に設定し、流量は 0.3kg/s, 0.5kg/s, 0.7kg/s の 3 条件で試験を実施した。それぞれの主流流量のレイノルズ数は 1.81×10^5 , 3.02×10^5 , 4.22×10^5 である。レイノルズ数の算出には次式を使用した。

$$Re = \frac{w_g \cdot L}{A \cdot \mu} \quad (2-5-1)$$

ここで、代表長さは試験体の主流方向長さ $L=83.5 \times 10^{-3}\text{m}$ とし、主流流路の断面積は $A=4.14 \times 10^{-3}\text{m}^2$ 、主流ガスの粘性係数は温度 673K とし $\mu=33.42 \times 10^{-6}\text{Pa}\cdot\text{s}$ を使用している。また、矩形流路として相当直径 ($59.5 \times 10^{-3}\text{m}$) を代表長さとした場合のレイノルズ数はそれぞれ 1.34×10^5 , 2.23×10^5 , 3.14×10^5 となるが、後述の熱伝達率計算では平板として扱う方が実験値に近い値を示したため、前者を使用している。これは、赤外線カメラによる観測窓の空間が測定部にあるため、矩形流路流れよりは、平板流として扱う方がふさわしい流れになっているとみられる。

冷却空気は、加熱せずに常温の空気を用い、流量はそれぞれ主流流量に対して、流量比 β を 0.5%, 1.0%, 1.5%, 2.0%, 3.0%, 4.0%, 5.0%, 6.0% と変化させ、各試験体、各主流流量に対し 8 条件の試験を実施した。冷却条件はそれぞれ主流ガスと冷却空気の以下の式で表される噴出し比 M で整理している。実験では、主流流量との流量比 3.6% のとき噴出し比が 1.0 となる。

$$M = \frac{\rho_c U_c}{\rho_g U_g} \quad (2-5-2)$$

本試験の冷却空気流量の測定は CKD 社 圧縮空気用流量センサ PF2000D-10/15 を用いて行った。測定精度はこの流量計の最大測定値である 2000NL/min の $\pm 1.5\%$ (直線性) である。温度計測は、前述の図 2-2-2 に示した冷却ダクト内の 9 点で測定を行っているが冷却空

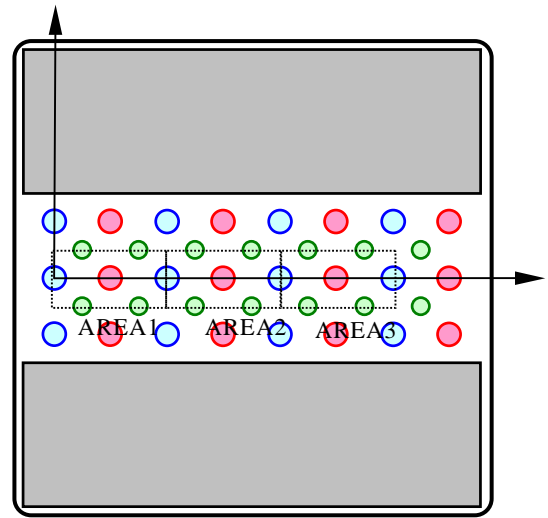


図 2-5-1 平均冷却効率計算範囲

気ダクトが加熱され温度分布が生じているため、9 点の平均温度を冷却空気温度とした。

各試験体の冷却性能試験における測定は、主流および冷却空気を設定値にし、流れ場全体が安定し温度変化が少なくなった状態で、赤外線カメラによる計測を行っている。この時の主流流量、冷却空気流量、主流温度、冷却空気温度は 2 秒おきに計測し、冷却性能の計算には前後 10 秒 (20 秒間) における平均値を使用した。

冷却性能は、次式で定義されている冷却効率 η を求めることにより評価した。

$$\eta = \frac{T_g - T_{wo}}{T_g - T_c} \quad (2-5-3)$$

ここで、 T_g は主流ガス温度、 T_{wo} は試験体表面温度、 T_c は冷却空気温度である。また、平均冷却効率の算出は、図 2-5-1 に示す 3 箇所の範囲の平均温度を用いて求めている。

フィルム冷却効率は次式で定義している。

$$\eta_{fc} = \frac{T_g - T_{g_{fc}}}{T_g - T_c} \quad (2-5-4)$$

2.5.2 誤差評価

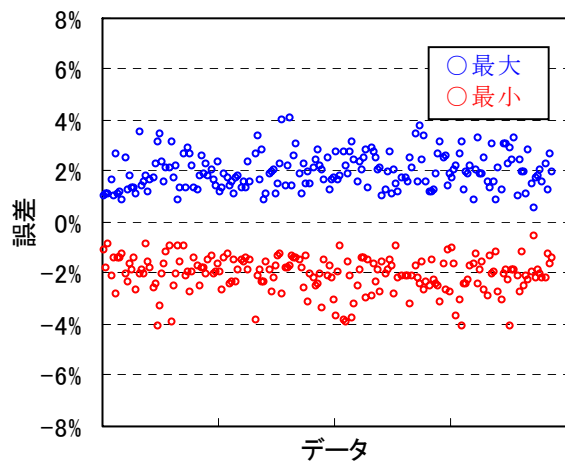
各試験での主流、冷却空気の試験条件のばらつきおよび、個々の計測における平均値を算出した 20 秒間のデータの変化量について誤差評価を行った。

まず、主流に対する結果を図 2-5-2 に示す。図 2-5-2(a)は、個々の計測における主流流量の 20 秒間の

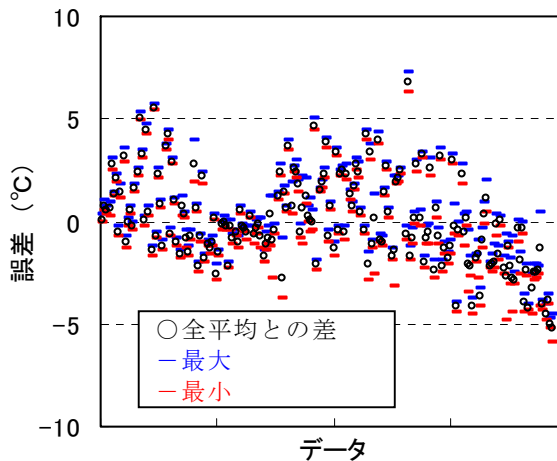
変化量の最大値, 最小値を示しており, 誤差は最大でも $\pm 4\%$ である. 図 2-5-2(b)は, 主流温度の誤差で, 全試験の平均値に対するばらつきと, 個々の計測の最大値, 最小値を示している. 結果は, 主流温度は各試験で $\pm 6^\circ\text{C}$ の範囲に入っており, 20 秒間の変動誤差を考慮しても最

大で $\pm 6^\circ\text{C}$ 程度となっている.

次に, 冷却空気に関する誤差を図 2-5-3 に示す. 図 2-5-3(a)は, 個々の計測における冷却空気流量の 20 秒間の変化量の最大値, 最小値を示しており, 冷却空気流量は大部分が $\pm 2\%$ 以内に入っており, 最大でも 6% 誤

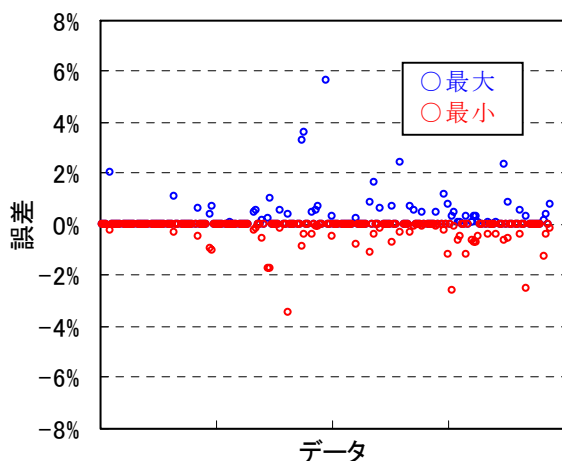


(a) 主流流量

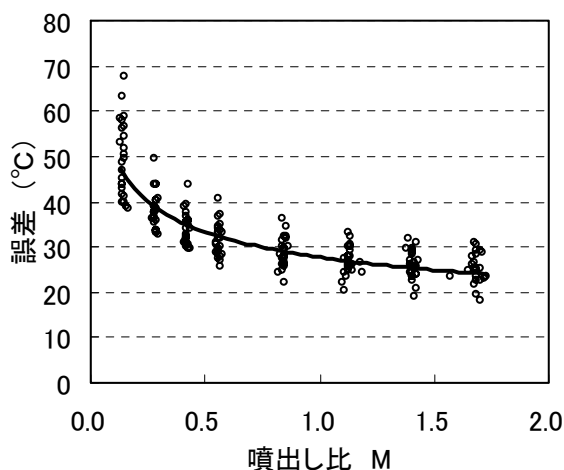


(b) 主流温度

図 2-5-2 主流誤差



(a) 冷却空気流量



(b) 平均冷却空気温度

図 2-5-3 冷却空気誤差

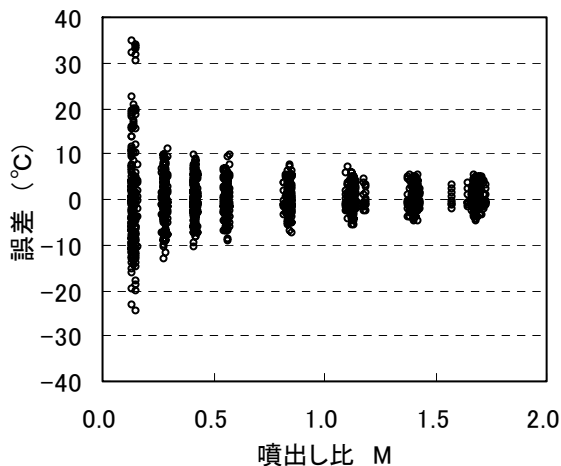


図 2-5-4 冷却空気温度の測定位置による違い

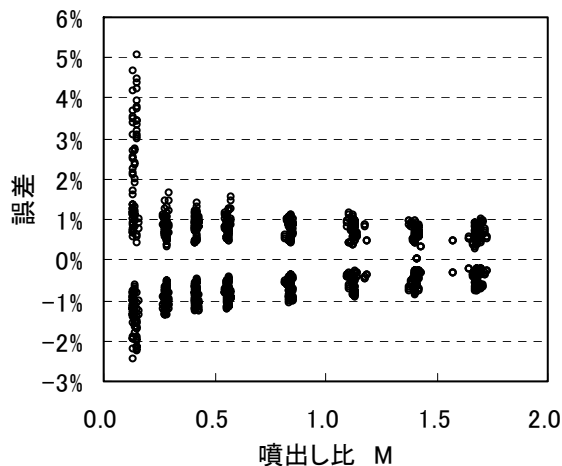


図 2-5-5 冷却空気温度誤差による冷却効率への影響

差になっている。また、図 2-5-3(b)は冷却空気温度の誤差を示しており、噴出し比で整理している。結果から、冷却空気温度は噴出し比の違いにより平均で 25℃温度差があり、各噴出し比では、±5℃程度のばらつきになっている。しかし、最小の噴出し比(M=0.14)では、冷却空気流路からの熱の流入の影響を受けやすく、噴出し比が大きい場合より、大きな誤差になっており、最大 25℃の違いが生じている。また、図 2-5-4 に冷却温度計測点 9 箇所における温度のばらつきを示す。最小の噴出し比条件を除けば、どの位置の計測も±10℃以内になっている。しかしながら、最小噴出し比だけは、最大 35℃の分布を持った冷却空気になっている。

以上の誤差から、冷却効率に与える影響を算出すると、

主流温度変化(±6℃)による影響は、最大で 1.5%である。また、冷却空気温度の違いによって各条件における冷却効率にあらわれる最大の誤差を図 2-5-5 に示す。最小の噴出し比条件で 5%の誤差を生じている可能性があるが、それ以外では、おおむね 1%の誤差範囲になっている。

3 冷却性能試験結果および考察

3.1 インピンジメント冷却

3.1.1 インピンジメント冷却試験結果

まず、インピンジメント冷却の実験結果をまとめる。

図 3-1-1 にインピンジメント冷却試験体 A (IMP-A) における冷却効率分布の実験結果の抜粋を示し、図 3-1-2 にインピンジメント冷却試験体 A における噴出し比の変化

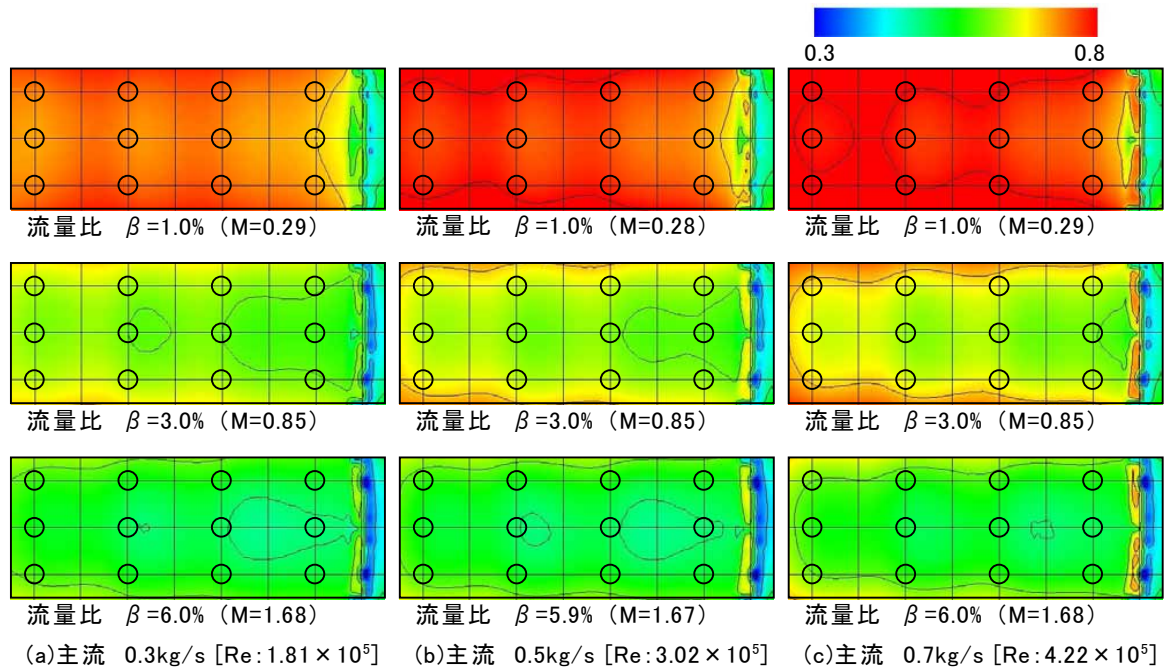


図 3-1-1 インピンジメント冷却試験体 A (IMP-A) の冷却効率分布

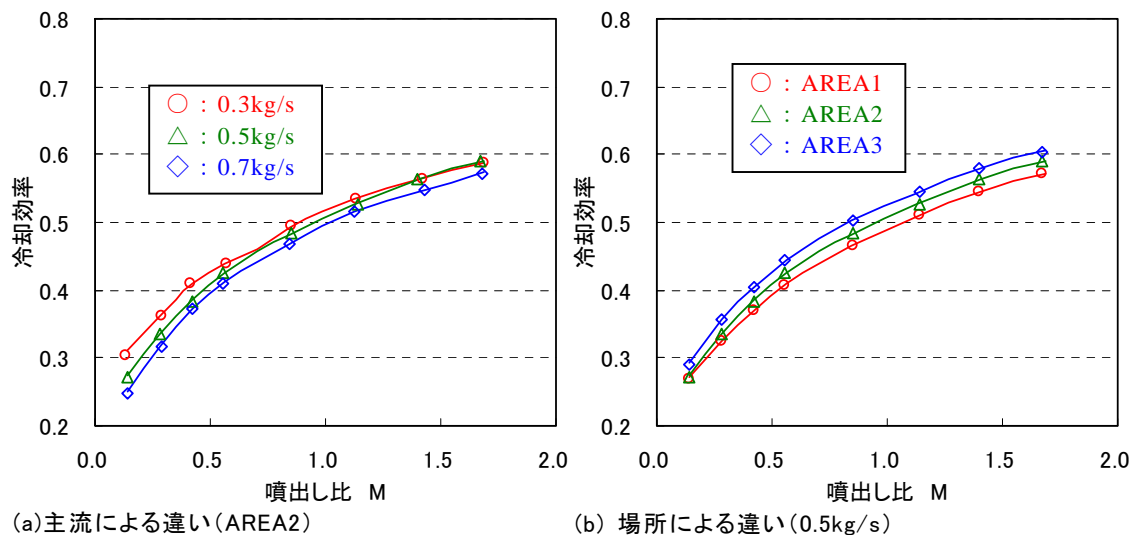


図 3-1-2 インピンジメント冷却試験体 A (IMP-A) の平均冷却効率

に対する平均冷却効率の変化を示す。ここで、後述のフィルム冷却および複合冷却の試験と統一させるため噴出し比 M による整理をしているが、計測を行ったのは、それぞれの主流に対し、冷却空気流量比 β は 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0, 6.0% の 8 種類であり、噴出し比が 1.0 となるのは、冷却空気流量比 3.6% に相当する。図 3-1-2 から、インピンジメント冷却では、冷却空気流量が増し、噴出し比が大きくなるほど、冷却効率が単調増加する傾向がみられる。図 3-1-2(a) は、AREA2 における主流レイノルズ数の影響を示しており、この場合の主流による大きな違いはみられない。図 3-1-2(b) は、主流流量 0.5kg/s における位置に対する冷却効率の違いを示しており、この場合は、上流ほど冷却効率が低くなっている。

この冷却効率の違いは、主流熱伝達率と内面インピンジメント冷却による熱伝達率の両方の関係による違いと考えられ、冷却空気流量で整理するとわかりやすい。図 3-1-3 に、冷却空気流量の絶対値に対して冷却効率の変化を整理した結果例 (AREA2) を示す。インピンジメント冷却では、同一の冷却空気流量であれば、冷却側の冷却条件がほぼ同じと考えられる。そこで、主流側の熱伝達率と冷却空気流量に基づく冷却側熱伝達率を算出し、その両方を示すと以下ようになる。

まず、主流高温側の熱伝達率を平板乱流として考え、Johnson-Rubesin の式²⁾を使用してヌセルト数は以下の式であらわされる。

$$Nu = 0.0296 \times Pr^{2/3} \times Re_x^{4/5} \quad (3-1-1)$$

熱伝達率は、ヌセルト数から以下の式であらわされる。

$$Hg = \frac{Nu\lambda}{x} \quad (3-1-2)$$

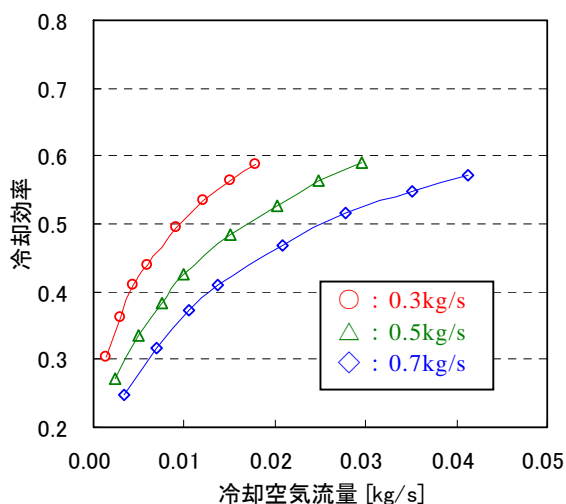


図 3-1-3 冷却空気流量に対する平均冷却効率 (AREA2)

ここで、レイノルズ数と熱伝達率の算出において、代表長さは主流方向距離を使用しており、その原点は、測定部上流の主流流路が断面積一定となる位置 (試験体座標値 X 原点より 37mm 上流側) としている。式 (3-1-1)、(3-1-2) によって算出される主流熱伝達率分布を、図 3-1-4 に示す。また、図中には主流を矩形流路流れとし、相当直径から算出した熱伝達率も表記したが、大きな違いは無く、下流に行くに従い同じ値に近づいている。今回の試験では、断面積一定となつてからの距離も短く、赤外線カメラ観測窓の影響もあり、矩形流路よりも平板に近い流れになっているとみられる。

ここで、インピンジメント冷却を簡略化し、図 3-1-5 に示すような 1 次元的な熱伝導であらわすと、冷却効率は次式で表される。

$$\eta_{imp} = \frac{1}{1 + \frac{Hg \times L}{\lambda} + \frac{Hg}{Hc_{imp}}} \quad (3-1-3)$$

クロスフローの影響を考えず、試験体材料 (SUS304) の熱伝導率を同一とし、冷却空気流量の絶対値が等しいとき冷却側熱伝達率が同条件とした場合に、異なる高温側の熱伝達率に対する冷却効率の関係は、近似的に以下の式であらわされる。

$$\frac{Hg_1}{Hg_2} = \frac{(1 - \eta_1)\eta_2}{(1 - \eta_2)\eta_1} \quad (3-1-4)$$

この式の左辺にあたる熱伝達率の比を、平板乱流の熱伝達率から算出すると、主流レイノルズ数が異なる場合、主流 0.5kg/s は主流 0.7kg/s の 0.77 倍となり、主流

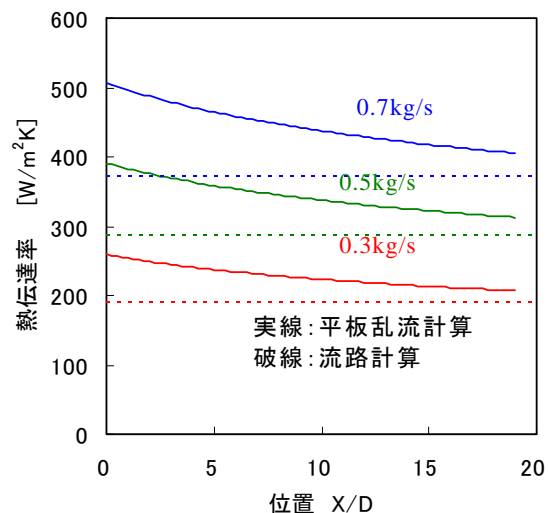


図 3-1-4 主流熱伝達率 (平板乱流)

0.3kg/s は主流 0.5kg/s の 0.66 倍となる。なお、矩形流路の熱伝達率から算出した比も主流流量の比だけに依存するので同じである。また、左辺の熱伝達率比の値を、実験結果による冷却効率から算出した結果を図 3-1-6 に示す。ここで、冷却条件を同じにするため、横軸は冷却空気流量の絶対値を使用している。結果は、主流 0.3kg/s と主流 0.5kg/s の比では若干大きくなっているが、主流 0.5kg/s と主流 0.7kg/s の比は、ほぼ一致しており、主流が異なる場合の冷却効率の違いは、主流の熱伝達率の違いで説明できている。

また、AREA1, 2, 3 での冷却効率の違いをみると上流ほど冷却効率が低くなっている。インピンジメント噴流自体は上流と下流で違いがないとみられるので、主流の熱伝達率による違いのみが影響していると考えられる。そこで、式 (3-1-4) を同様に使用すると、左辺にあたる熱伝達率の比は、図 3-1-4 の平板乱流の主流熱伝達率の比から、AREA2 と AREA1 の比は 1.06 倍、AREA3 と AREA2 の比は 1.05 倍となっている。ここで、矩形流路として主流熱伝達率を算出すると、流れ方向に違いが現れないのでどちらの比も 1.00 となる。実験結果による式 (3-1-3) の右辺の冷却効率から求まる熱伝達率比は図 3-1-7 であらわされる。結果は、矩形流路として算出した熱伝達率の比より、平板乱流としたほうが近い値になっている。また、全

体的に主流熱伝達率による違いより比が大きくなっているが、これはクロスフローの影響が若干現れているためと考えられる。

次に、インピンジメント冷却における冷却側熱伝達率について考察を行う。まず、図 3-1-5 に示すような 1 次元的な冷却側の熱伝達率を考えると、式 (3-1-3) を書き換えて以下のようになる。

$$Hc_{imp} = \frac{Hg}{\frac{1}{\eta_{imp}} - 1 - \frac{L}{\lambda} Hg} \quad (3-1-5)$$

ここで、主流熱伝達率を平板乱流の式 (3-1-1) とし、また、試験体材料 (SUS304) の熱伝導率は温度の関数として以下の式を使用した。

$$\lambda = 2.08603 \times 10^{-14} \times T^5 - 7.801023 \times 10^{-11} \times T^4 + 8.631504 \times 10^{-8} \times T^3 - 1.745356 \times 10^{-5} \times T^2 - 2.409716 \times 10^{-3} \times T + 16.51898 \quad (3-1-6)$$

式 (3-1-5) により実験結果の平均冷却効率から算出した各位置における冷却側熱伝達率を図 3-1-8 に示す。各位置での冷却側熱伝達率は、冷却空気流量の絶対値で整理でき、主流流量が異なっていることも 1 対 1 対応していることから、冷却熱伝達率は冷却空気流量が同じであれば同一であるといえる。図中の線で示したのは、以下の Nakatogawa らの式³⁾によるインピンジメント冷却の熱伝達率を算出した場合の平均熱伝達率を示している。

$$Nu_d = 0.368 \times Re_d^{0.566} \times Pr^{0.36} \times \left(\frac{D}{r} \right)^{0.434} \quad (3-1-7)$$

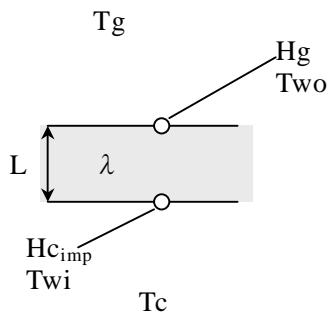


図 3-1-5 インピンジメント冷却

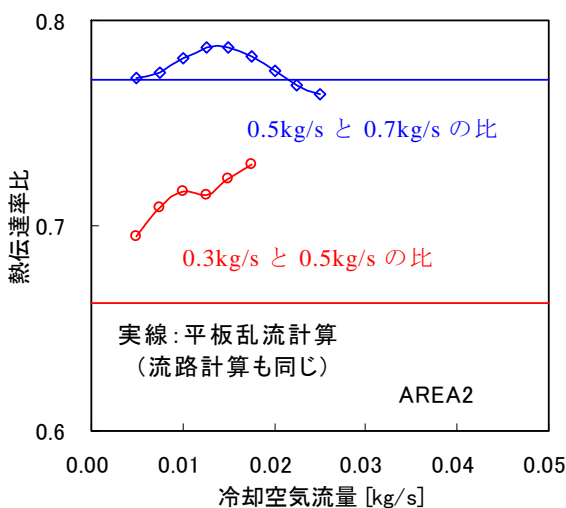


図 3-1-6 主流熱伝達率の主流流量による違い

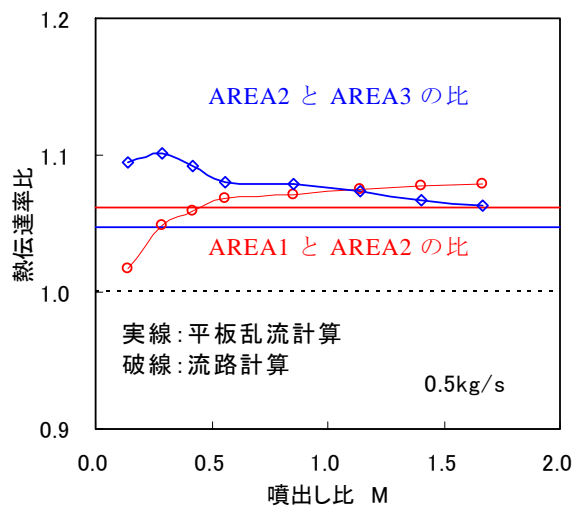
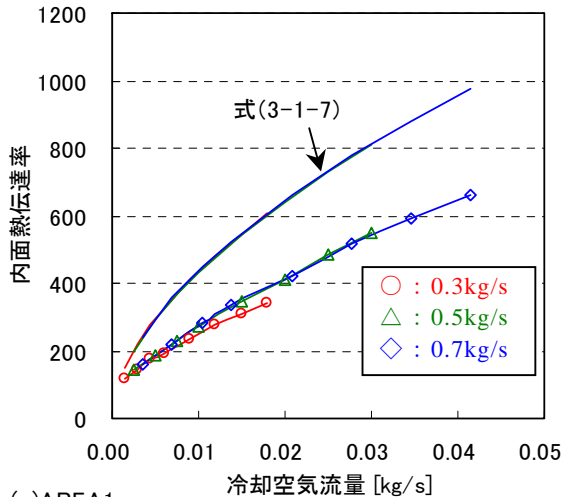


図 3-1-7 主流熱伝達率の場所による違い

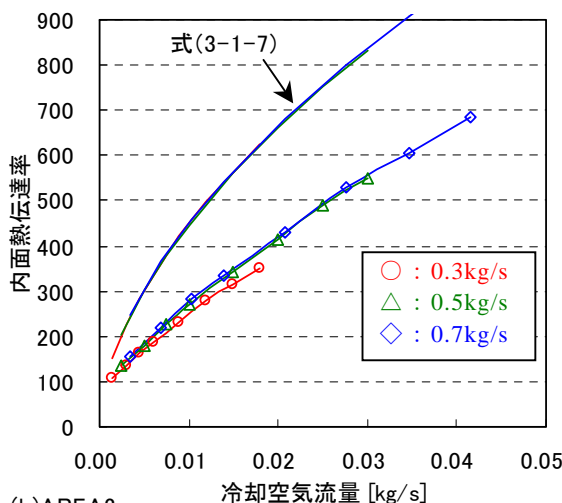
また、よどみ点では、以下の式を使用している。

$$Nu_z = 2.11 \times Re_z^{0.5} \times Pr^{0.4} \quad (3-1-8)$$

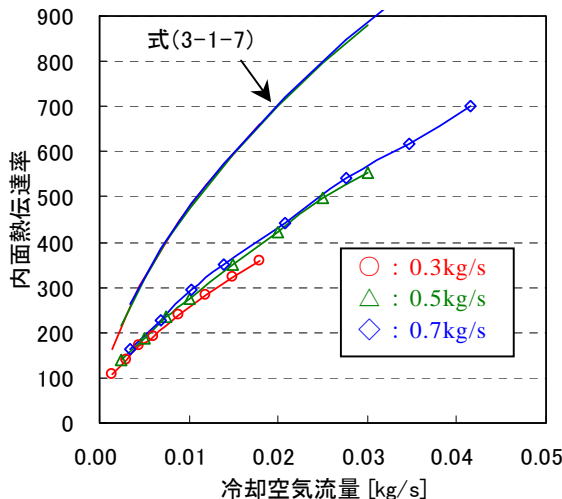
ここで、クロスフローの影響として、上流でインピンジメ



(a)AREA1



(b)AREA2



(c)AREA3

図 3-1-8 インピンジメント冷却の平均熱伝達率

ント噴射された冷却空気が冷却流路内を流れた場合の管内流路熱伝達率を最低熱伝達率として算出している。平均熱伝達率は下流ほど大きな値となっている。実験結果による熱伝達率も下流ほど大きな値となっており、クロスフローの影響によるものと考えられる。管内流れの熱伝達率計算には以下の Kays と Crawford の式⁴⁾を使用した。

$$Nu = 0.022 \times Re_{De}^{0.8} \times Pr^{0.5} \quad (3-1-9)$$

ここで、レイノルズ数の代表長さは以下の式の相当直径を使用している。

$$De = \frac{4 \times S}{L} \quad (3-1-10)$$

実験から算出した冷却側熱伝達率とインピンジメント冷却の式(3-1-7)、(3-1-8)による熱伝達率を比較すると、いずれも式の値より実験による値が小さい。図 3-1-9 に式による値と実験から算出した熱伝達率の比を示す。結果として、この条件では、式から求まる熱伝達率に平均 0.61 倍すると実験条件の熱伝達率になると考えられる。

3. 1. 2 ターゲット面厚さによる影響

次に、インピンジメント冷却におけるターゲット面の厚さの違いによる影響を示す。

図 3-1-10 にインピンジメント冷却試験体 B (IMP-B) における冷却効率分布の実験結果の抜粋を示し、図 3-1-11 にインピンジメント冷却試験体 B (IMP-B) における噴出し比の変化に対する平均冷却効率の変化を示す。また、図 3-1-12 に主流 0.5kg/s における平均冷却効率の

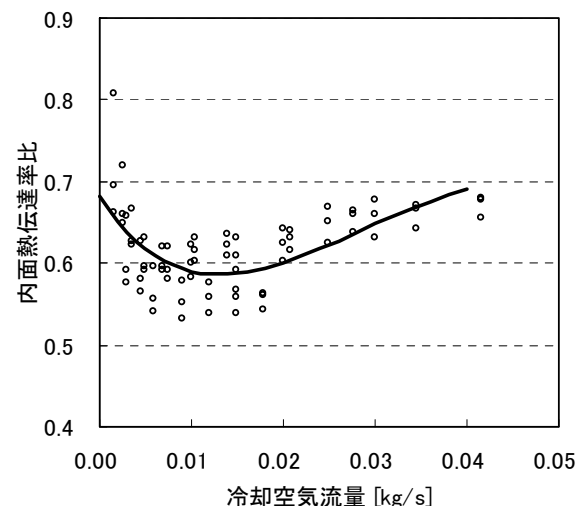


図 3-1-9 インピンジメント冷却の平均熱伝達率の比

IMP-A との比較を示す。平均冷却効率の大きな違いはみられないが、冷却空気が多い場合はターゲット面が薄い方の平均冷却効率がよく、冷却空気が少ない場合にはターゲット面が厚い方の平均冷却効率が悪くなっている。単純に1次元的に考えると高温側条件と冷却側条件が同じであれば、ターゲット面が薄い場合に、常に高温側の表面温度が低くなるので、冷却効率が良くなるはずである。しかしながら、実験結果ではターゲットプレートの厚みによる3次元的な冷却効果の広がりの違いにより、冷却空気流量の少ないところで、逆の結果になったと考えられる。そこで、IMP-A と IMP-B の冷却効率の差の分布で比較してみると図 3-1-13 のようになる。赤い部分で IMP-A の冷却効率が良く、青い部分で IMP-B の冷却効

率が良くなっている。ターゲット面が薄い IMP-B は、どの場合もインピンジメント冷却孔中心付近では、ターゲット面が厚い IMP-A より冷却効率が良くなっている。しかし、噴出し比が小さく、冷却空気が少ない場合に、インピンジメント冷却孔から離れたところで冷却効率が悪くなっている。つまり、ターゲット面が薄い場合はインピンジメント冷却によって、局所的に表面温度を下げやすいが、インピンジメント冷却がないところで温度が上がりやすく、特に冷却空気の少ない条件では、インピンジメント冷却孔から離れたところでの温度上昇が大きく、結果として平均冷却効率も悪くなる。従って、局所的に冷却効果を上げたい場合に、インピンジメント冷却孔付近で、ターゲット面を薄くすることは有効であるが、それ以外のインピンジメント

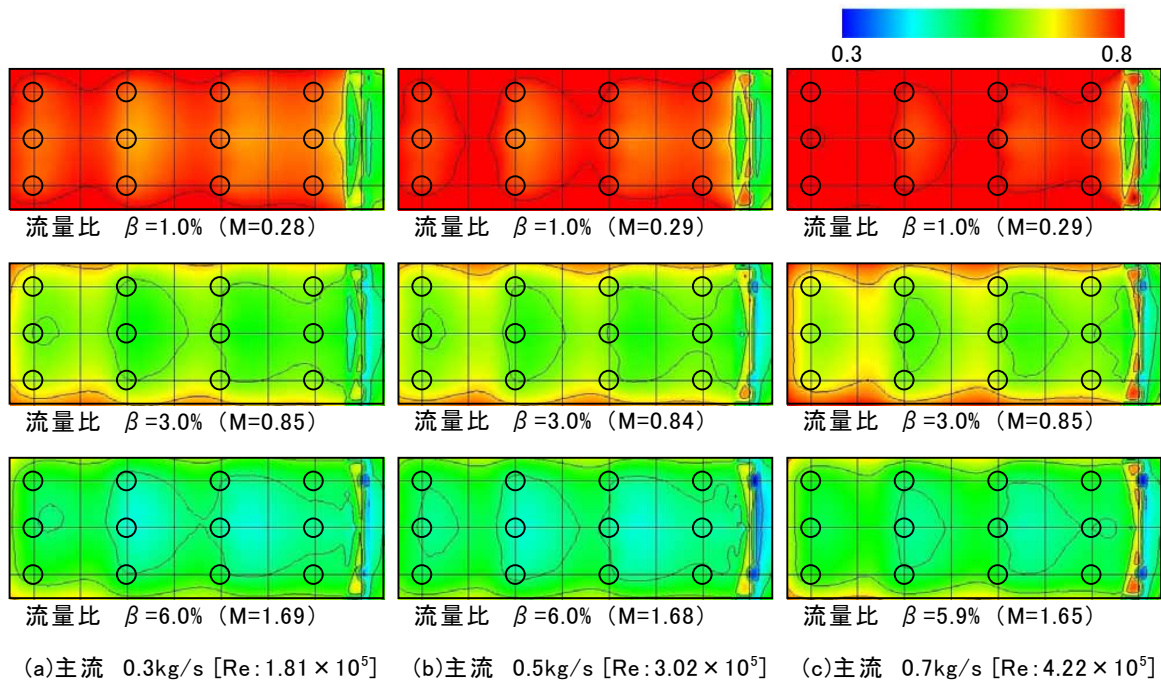


図 3-1-10 インピンジメント冷却試験体 B (IMP-B) の冷却効率分布

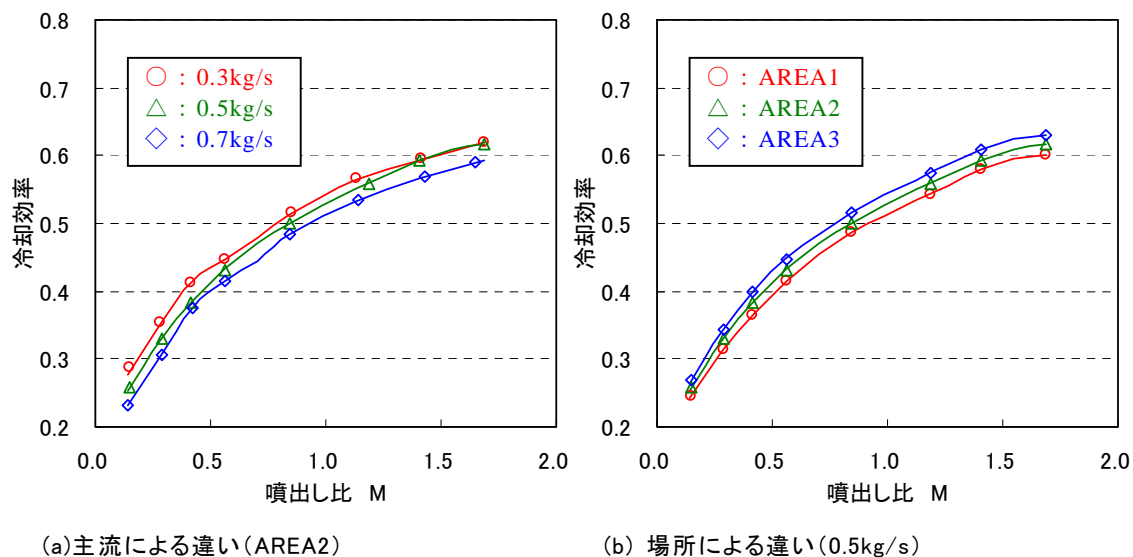


図 3-1-11 インピンジメント冷却試験体 B (IMP-B) の平均冷却効率

冷却孔から離れたところまで、ターゲット面を薄くすることは、冷却空気が少なくなった場合に問題が生じることが考えられたため、注意が必要となる。

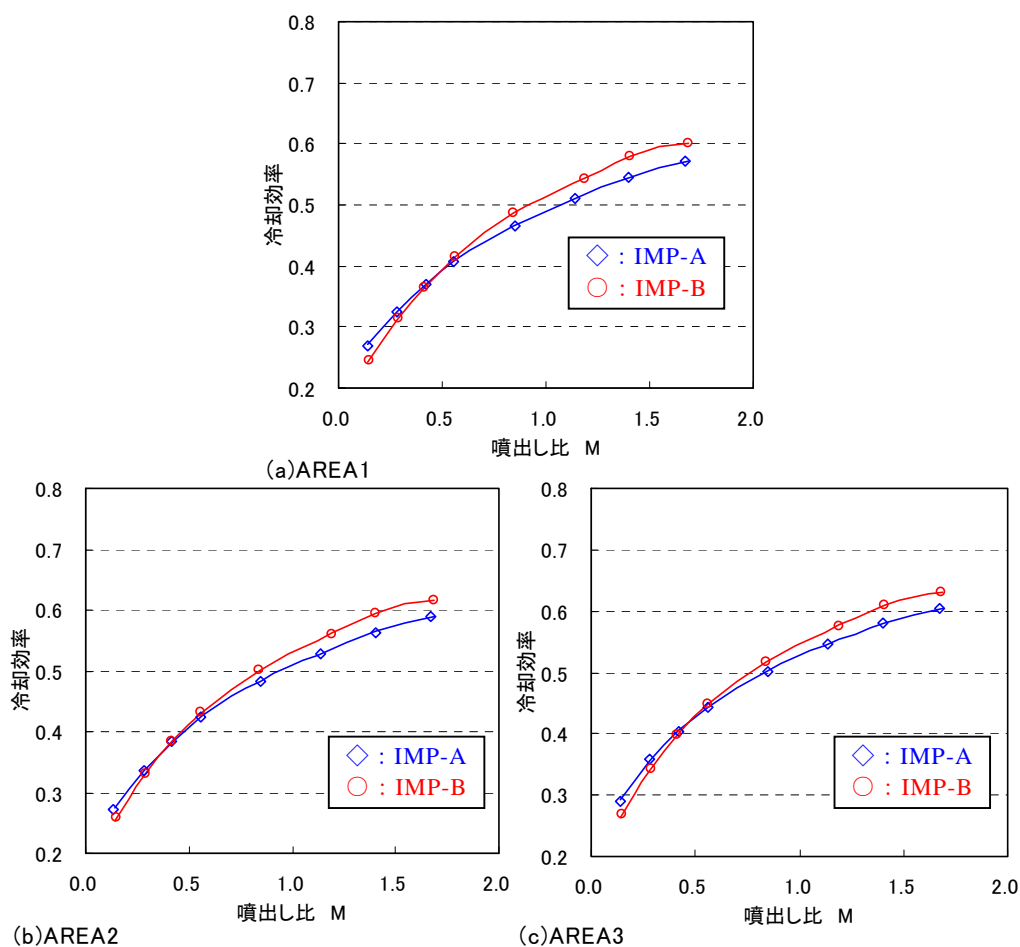


図 3-1-12 IMP-A と IMP-B の平均冷却効率の比較

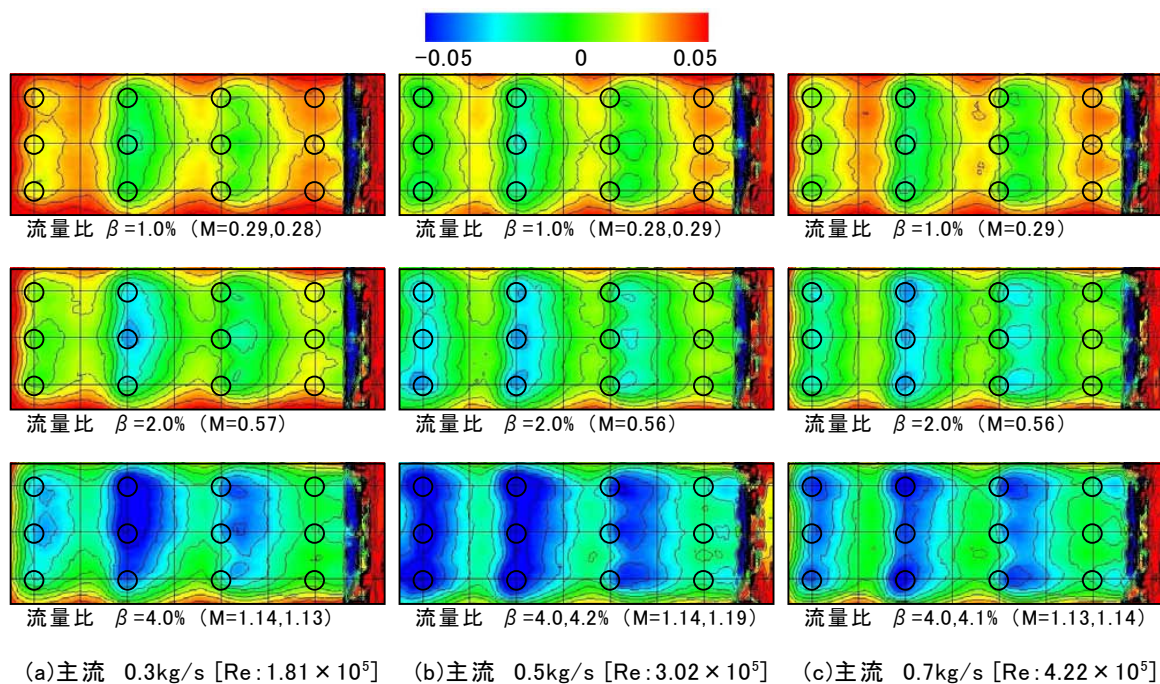


図 3-1-13 IMP-A (3mm) と IMP-B (1mm) の冷却効率の比較

3. 1. 3 斜め噴射による影響

次に、インピンジメント冷却におけるインピンジメント噴流のターゲット面への噴射角度による影響を示す。

図 3-1-14 にインピンジメント冷却試験体 C (IMP-C) における冷却効率分布の実験結果の抜粋を示し、図 3-1-15 にインピンジメント冷却試験体 C (IMP-C) における噴出し比の変化に対する平均冷却効率の変化を示す。また、図 3-1-16 に主流 0.5kg/s における平均冷却効率の IMP-A との比較を示す。全条件において、ターゲット面への噴射角度が 30 度である IMP-C で平均冷却効率が良くなっている。また、ターゲット面への噴射角度が 30 度では、図 3-1-15(b) にみられるように、後方へ行くほど冷却効率が良くなる傾向がみられず、AREA2 と AREA3 で平均冷却効率が変わらなくなっている。

IMP-A と IMP-C の冷却効率の差の分布を図 3-1-17 に示す。図中円で示した部分にインピンジメント冷却が当たっているが、インピンジメント冷却孔入口の中心を同じ位置にしているため、ターゲットプレートで衝突する位置は図のようにずれている。図の色は、青い部分で IMP-A の冷却効率が良く、赤い部分で IMP-C の冷却効率が良くなっている。結果は、噴流があたっている中心ではなく、斜め噴射 IMP-C の各インピンジメント冷却孔の後方部分で、IMP-A より冷却効率の増加が見られる。これは、後方（図の右）に冷却空気出口があるため、クロスフローを妨げない斜め噴射のほうがインピンジ噴流のあたっていない部分で大きな冷却効果を示す結果となったと考えられる。本来、噴流が斜めであたるほうが、熱伝達率が小さくなり冷却性能が落ちると考えられるが、クロスフローを考えた

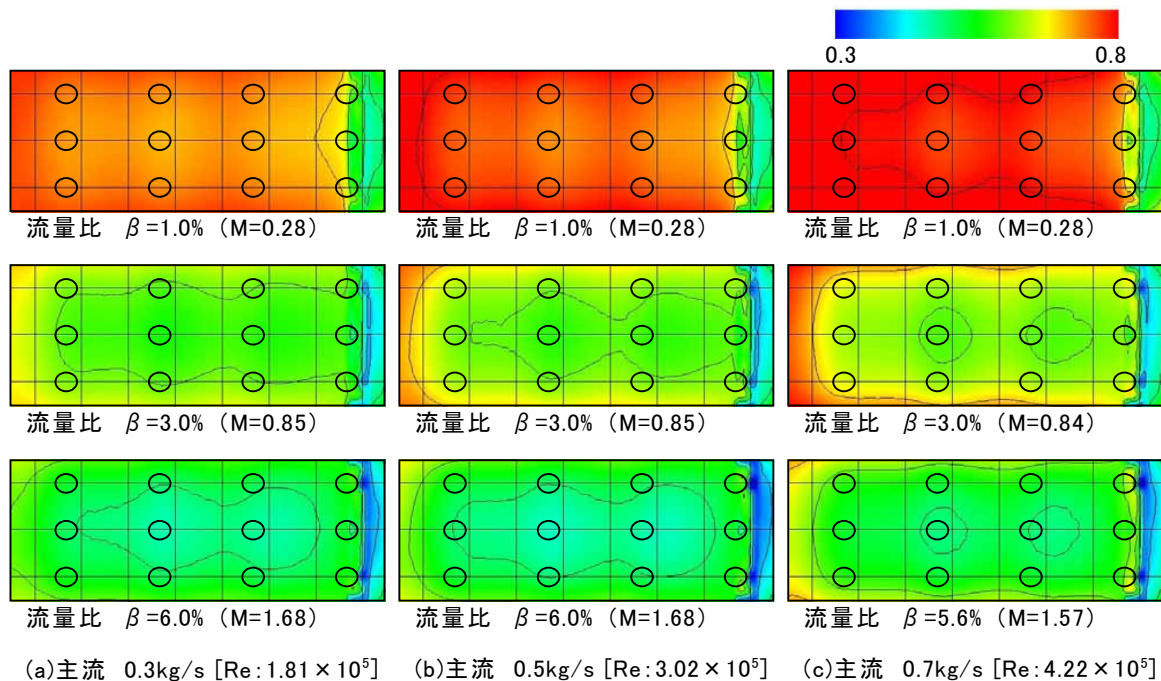


図 3-1-14 インピンジメント冷却試験体 C (IMP-C) の冷却効率分布

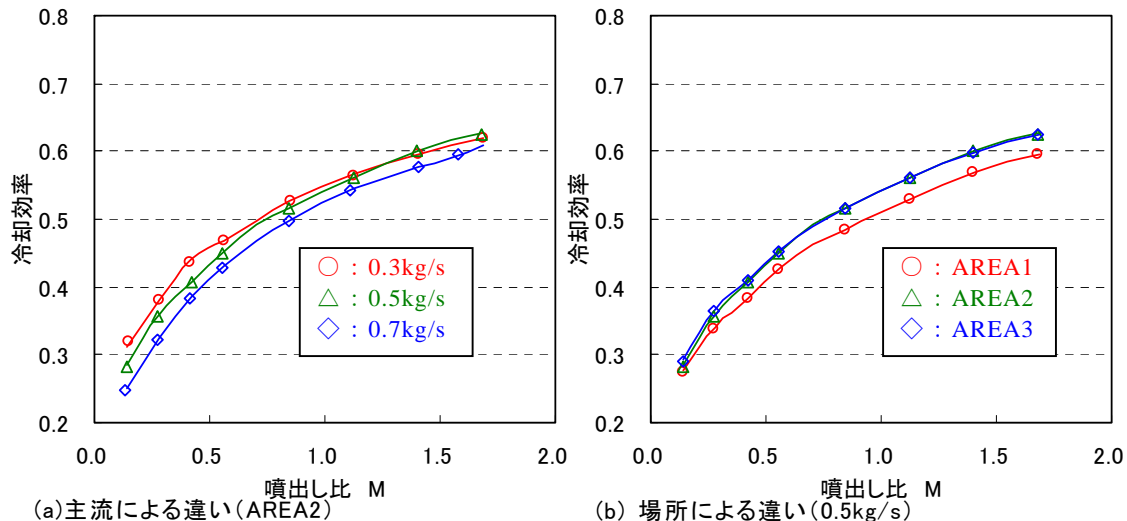


図 3-1-15 インピンジメント冷却試験体 C (IMP-C) の平均冷却効率

場合、必ずしも斜め噴流の冷却性能が落ちるわけではないことを示しており、管内流れとしての冷却熱伝達を考慮する冷却設計が必要であることを示している。AREA2 と AREA3 で平均冷却効率が変わらなかったのは、管内流れとしての影響が強く影響しているためと考えられる。しかし、今回の平均冷却効率の算出に含めていないが、最上流部分は、斜め噴射では死水域となり、垂直噴射 IMP-A の冷却効率が大きく上回っている。

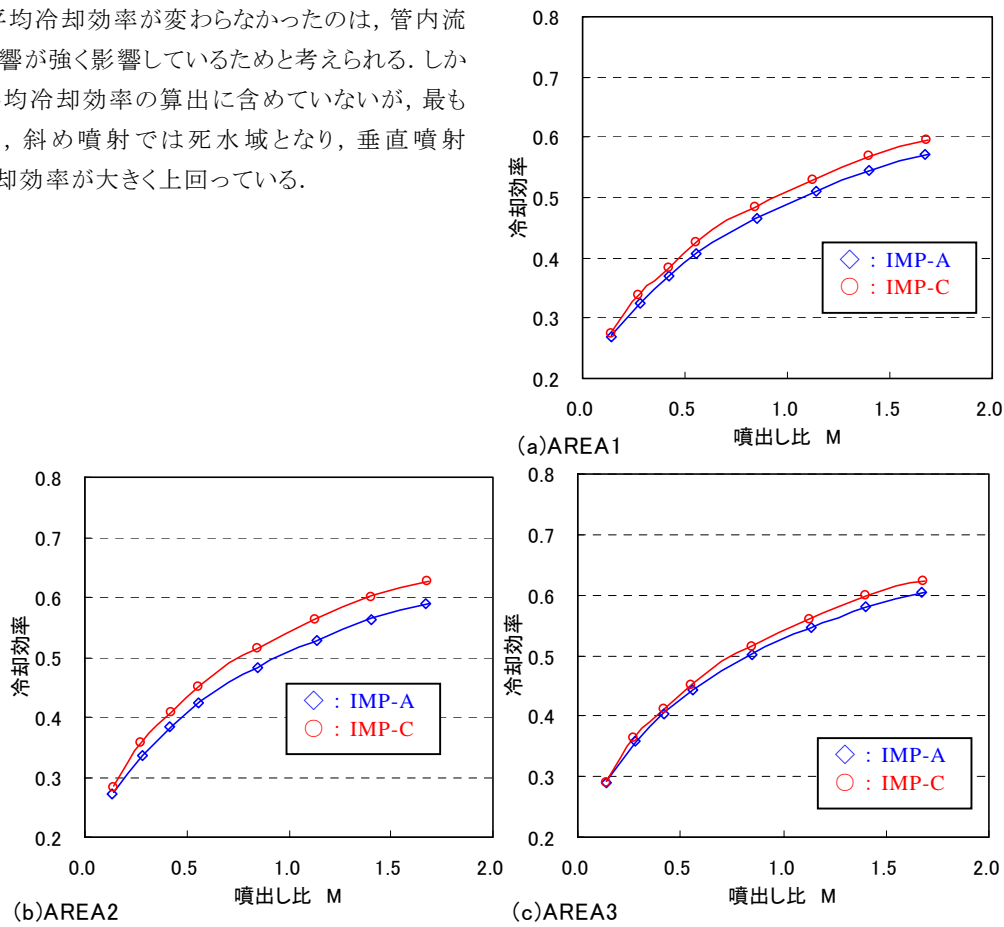


図 3-1-16 IMP-A と IMP-C の平均冷却効率の比較

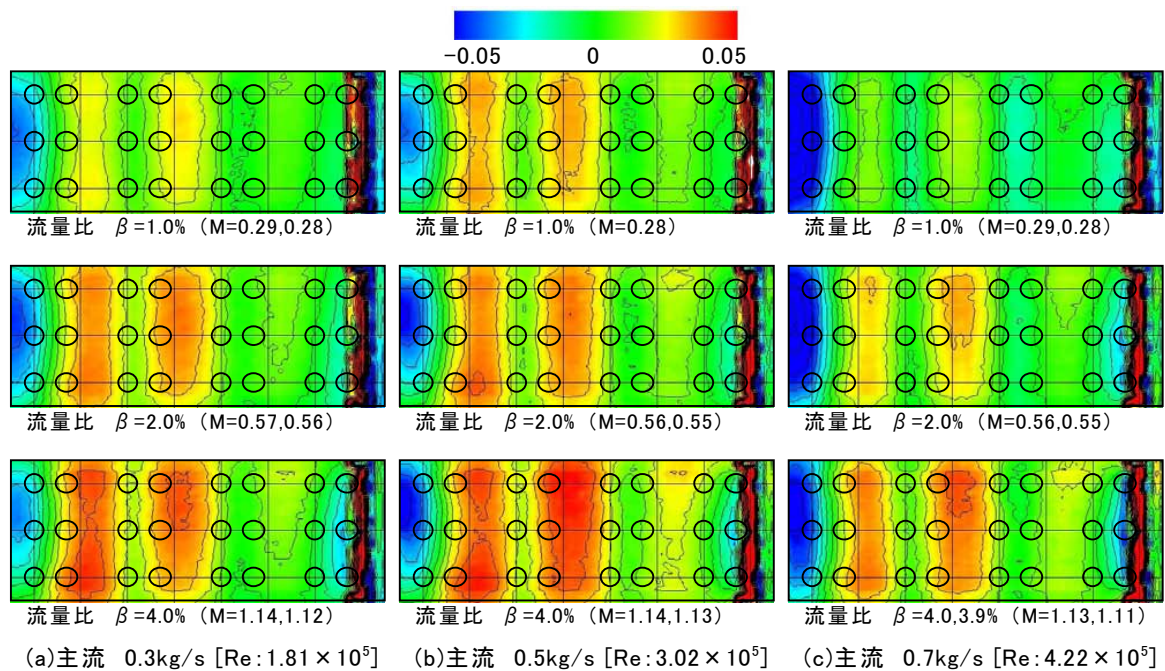


図 3-1-17 IMP-A と IMP-C (斜め噴射) の冷却効率の比較

3.2 フィルム冷却

次に、フィルム冷却の実験結果をまとめる。

図 3-2-1 にフィルム冷却試験体 A (FC-A) における噴出し比の変化に対する平均冷却効率の変化を示す。フィルム冷却では、噴出し比が小さい場合には、噴出し比の増加に伴い平均冷却効率が上昇するが、噴出し比が大きくなると単調増加せず、噴出し比 1.0 を超えるところでは、逆に平均冷却効率の減少傾向が見られる。これは、噴出し比が少ない場合は、フィルム噴流は表面に沿うように流れるが、噴出し比が大きい場合は、表面に沿わず主流に突き抜けるためである。図 3-1-1(a) は、AREA2 における主流レイノルズ数による違いを示しており、この場合の主流による違いはほとんどみられない。図 3-2-1(b) は、主流流量 0.5kg/s における位置に対する平均冷却効率の違いを示しており、当然、上流ほど平均冷却効率が低く、下流側では重ね合わせの効果で平均冷却効率が高くなっている。また、上流側 (AREA1) では、噴出し比の増加に対する冷却効率の上昇は、M=1.0 付近までみられるが、下流側 (AREA2, AREA3) にはくいに従い、より少ない噴出し比で主流への突き抜けが発生している。

ここで、フィルム冷却効率を算出してフィルム冷却について考察を行う。まず、フィルム冷却を簡略化し、図 3-2-2 のような 1 次元的な熱伝導であらわすと、冷却効率は以下の式で表せる。

$$\eta_f = \frac{T_g - T_{wo}}{T_g - T_c} = \frac{1}{1 + \frac{H_{gfc} \times L}{\lambda} + \frac{H_{gfc}}{H_{cfc}}} \quad (3-2-1)$$

また、フィルム冷却効率は以下ようになる。

$$\eta_{fc} = \frac{T_g - T_{gfc}}{T_g - T_c} = \frac{H_g - H_{gfc}}{H_g} \eta_f \quad (3-2-2)$$

フィルム冷却を考慮したときの主流熱伝達率を置き換えると以下ようになる。

$$\eta_{fc} = \eta_f - \frac{1 - \eta_f}{H_g \left(\frac{L}{\lambda} + \frac{1}{H_{cfc}} \right)} \quad (3-2-3)$$

上式を使用し、実験結果による平均冷却効率をもとに、平均フィルム冷却効率を算出する。平均フィルム冷却効率の計算結果を図 3-2-3 に示す。ここで、冷却側の熱伝達率は、フィルム冷却孔に流れ込む冷却空気による熱伝達率を算出するのは困難であるので、近似的に流路 30mm (幅) × 3mm (溝深さ) の矩形流路を冷却空気 (流量 3 孔分、全体流量の 1/4) が流れる管内流れとし、管内における熱伝達率の式を使用した。使用した式は前述の

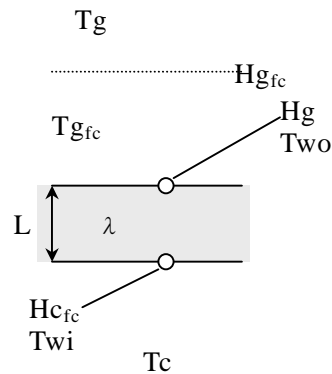


図 3-2-2 フィルム冷却

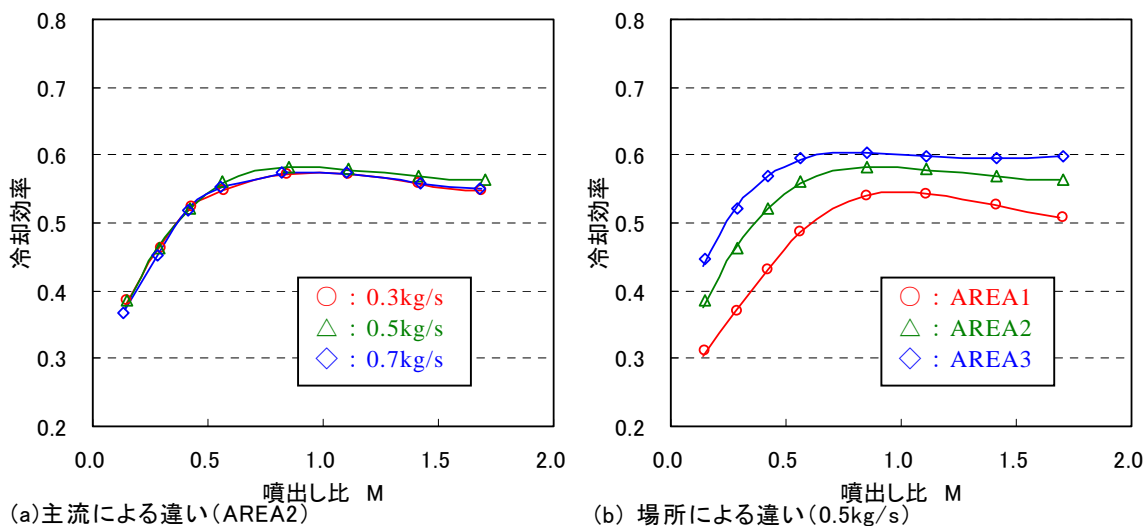


図 3-2-1 フィルム冷却試験体 A の平均冷却効率

式(3-1-9)と式(3-1-10)である。主流高温側の熱伝達率は平板乱流として前述の式(3-1-1)を使用し、試験体材料(SUS304)の熱伝導率も温度の関数として前述の式

(3-1-6)を使用している。

実験結果から算出した結果の平均フィルム冷却効率 η は、主流による違いはほとんど見られない。一番上流の

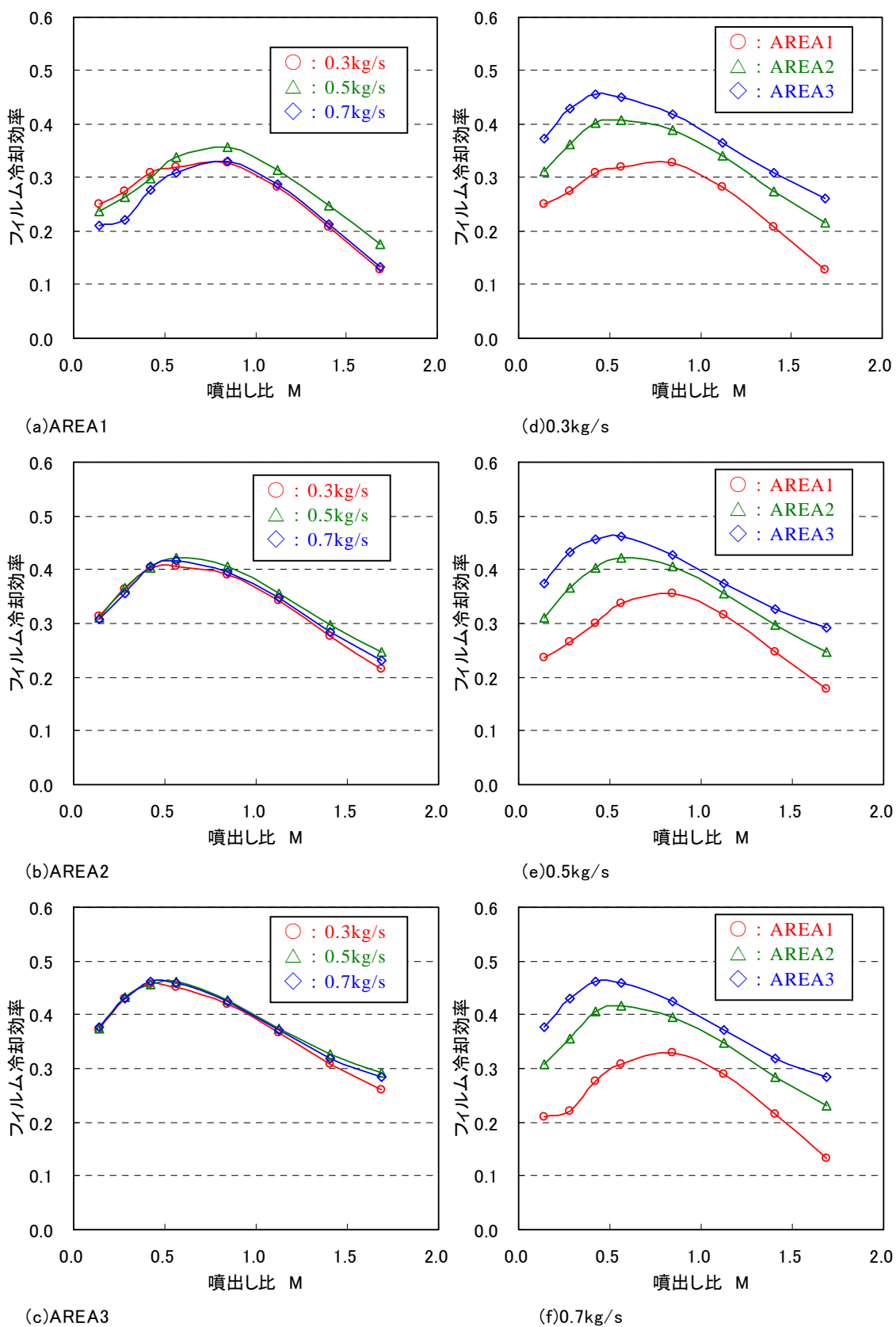


図 3-2-3 平均フィルム冷却効率

噴出し後 (AREA1) では噴出し比 1.0 まで効率の上昇がみられ、上流との重ねあわせがない場合は、噴出し比 1.0 までがフィルム噴流が表面に沿って流れているとみられる。2 列目、3 列目になると、上流側のフィルム噴流の影響により、同じ噴出し比におけるフィルム冷却効率が上流より大きくなる。一方で、0.5 程度の小さな噴出し比でピークとなり、ピーク後のフィルム冷却効率の落ち込みも緩やかになる。これは、上流のフィルム噴流の影響で、主流に対する噴出し比は 1.0 に達していなくても、表面に沿うフィルム流れは流速が遅くなっているとみられ、局所的には噴出し比 1.0 を超えているのと同じような状態になるためであると考えられる。

フィルム冷却効率の算出は、これまで、実験をもとにくつかなされている。簡単に算出する方法として、公表論文の内容を基に、平板における単孔噴射のフィルム冷却を無次元距離の関数とし以下の式で算出することを提案⁵⁾してきた。

$$\eta_{fc}(X, Z) = \frac{A}{\sqrt{(X+A)^2 + Z^2}} \times \text{EXP} \left[-B \left(\sqrt{(X+A)^2 + Z^2} - X - A \right) \right] \quad (3-2-4)$$

X, Z : 噴射孔後縁からの距離 (孔直径で無次元化)

A, B : 定式化のための係数 (噴出し比により決定)

フィルム冷却孔が複数ある場合は、個々のフィルム冷却を式 (3-2-4) によって算出し、以下の式によって重ね合わせて冷却効率を算出する。

$$\eta_{fc} = \eta_{fc}(X, Z) + (1 - \eta_{fc}(X, Z)) \eta_{fc}(X, Z - z_1) + (1 - \eta_{fc}(X, Z)) \eta_{fc}(X, Z + z_1) \quad (3-2-5)$$

この方法で、実験条件におけるフィルム冷却効率を同

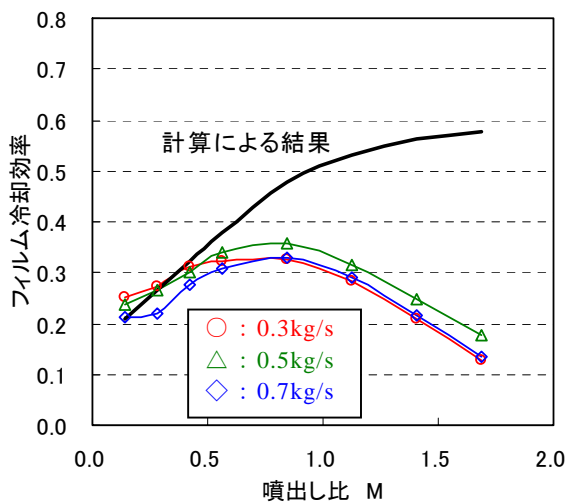


図 3-2-4 実験と計算におけるフィルム冷却効率比較 (AREA1)

様に算出し、平均フィルム冷却効率の比較を行った。図 3-2-4 に AREA1 における式 (3-2-4) と式 (3-2-5) から算出した結果と、実験結果からの平均フィルム冷却効率との比較を示す。AREA1 では上流からのフィルム噴流の影響がないため比較に適していると考えられる。結果として、式 (3-2-4) をもとに算出すると噴出し比が増えたときのフィルム冷却効率の落ち込みを算出できていない。ここで、実験結果と計算のフィルム冷却効率の比を算出し、図 3-2-5 にその結果を示す。これによると、実験結果は計算値に対し直線的に変化しており、噴出し比の増加によるフィルム噴流の主流への噴出しの効果として、線形となる係数を使用することで実験結果を表現できると考えられる。今回の実験条件における係数として、噴出し比 0.25 までは変化せず、噴出し比 2.0 でフィルム冷却の効果がなくなる下式を補正係数として使用することで、改善ができるとみられる。

$$C(M) = -0.55 \times M + 1.11 \quad (3-2-6)$$

このような、式 (3-2-4)、式 (3-2-5) の簡単なフィルム冷却効率の算出でも、基礎試験データを基にした補正を式 (3-2-6) のような形で与えることで、解析改善を行うことができている。この解析改善の内容については、熱伝導解析の章で後述する。また、今回の補正は平板のフィルム冷却で、円孔垂直噴出しに対する一例に過ぎないが、さらに、孔形状、噴出し角度などパラメータを変えた基礎試験を実施することで、一般化された補正式を作成できると考えている。

ここまで、平均冷却効率については、主流に対する違いが見られず噴出し比で整理できたと述べたが、図 3-2-6 にフィルム冷却試験体 A における冷却効率分布を示す。平均冷却効率の場合と同様に、表面局所分布でも主流

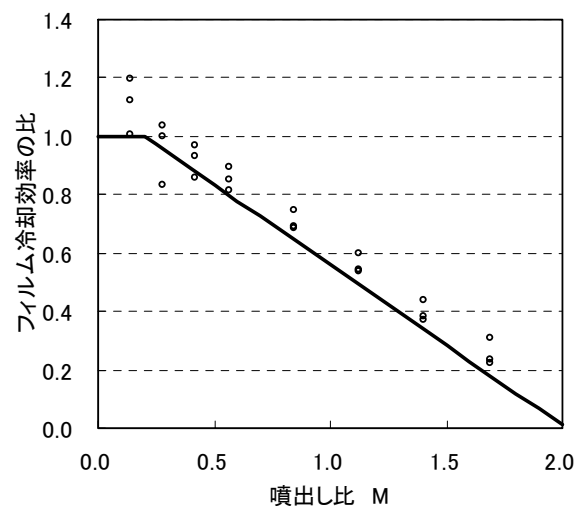


図 3-2-5 実験と計算のフィルム冷却効率の比

に対する違いはほとんど見られない。このことは、主流と冷却空気の噴出し比によってフィルム冷却の性能は整理できることを示している。

また、図 3-2-7 に裏面の温度計測と組み合わせた試験体表裏の温度差分布を示す。表裏両方の同時計測を行うことで、フィルム冷却に対する知見を深めることを狙ったが、一部で表裏温度差が 100°C を超えるような結果が得られている。簡単な熱流速の算出からも明らかに温度差が大きすぎる。これは、今回の計測では、裏面計測に使用した赤外線カメラと表側で使用した赤外線カメラが異な

り、特に裏面側の赤外線カメラが旧式であるため、較正をおこなっているが解像度、精度が劣るためであると考えられる。結果として絶対値としての温度差は信頼性に欠けるが、表面の効率分布の場合と異なる分布模様が得られており、今後、表裏両面のより精度の高い計測を行いたいと考えている。

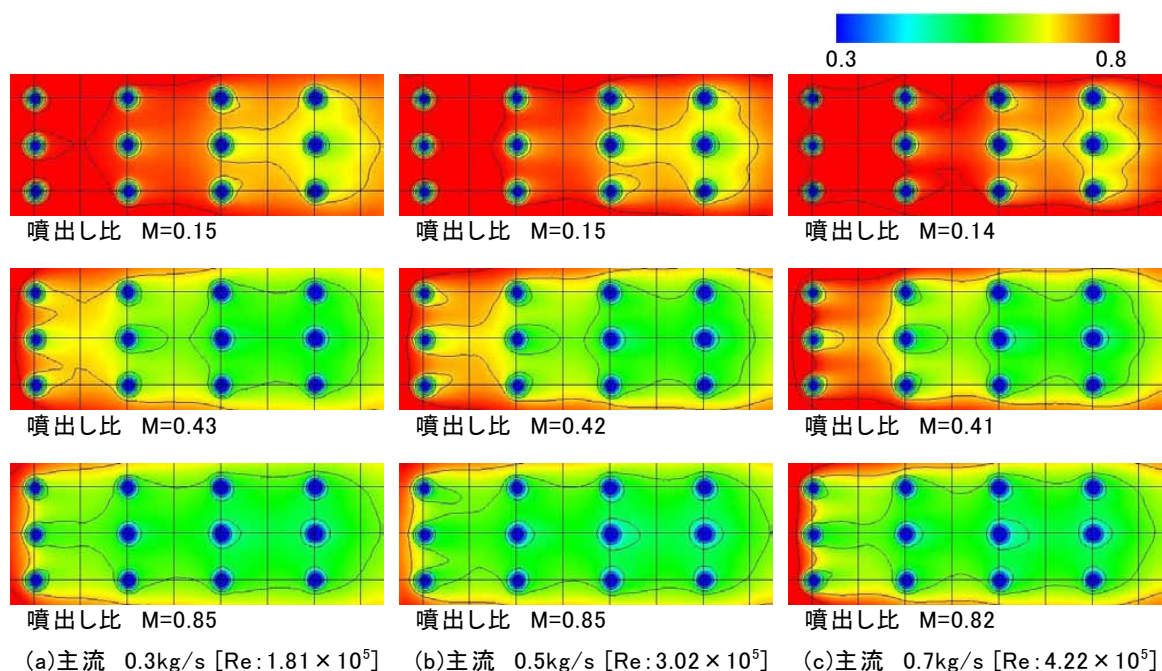


図 3-2-6 フィルム冷却試験体 A の冷却効率分布

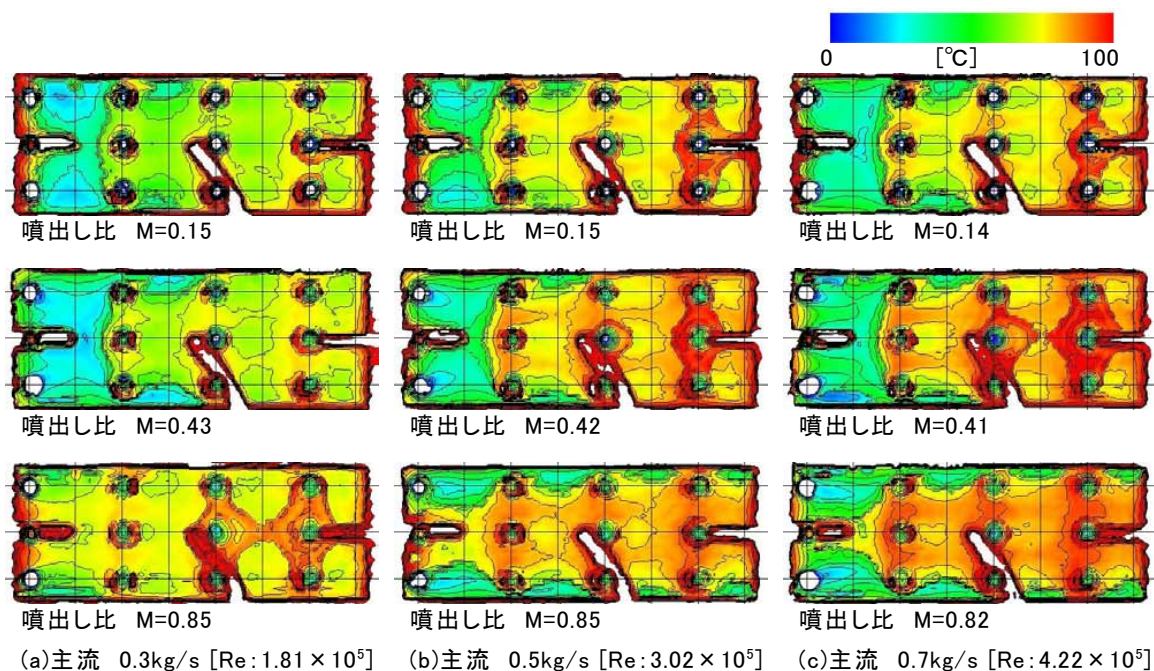


図 3-2-7 フィルム冷却試験体 A (FC-A) の表裏温度差

3.3 フィルム冷却とインピンジメント冷却の複合冷却

次に、フィルム冷却とインピンジメント冷却を組み合わせた複合冷却の実験結果をまとめる。

図 3-3-1 に複合冷却試験体 A (FIM-A) における冷却効率分布の実験結果の抜粋を示し、図 3-3-2 に複合冷却試験体 A (FIM-A) における噴出し比の変化に対する平均冷却効率の変化を示す。また、図 3-3-3 に主流 0.5kg/s における AREA2 の平均冷却効率の比較を示す。複合冷却では、噴出し比の増加に伴い冷却効率が増加しているが、噴出し比 1.0 付近で増加しなくなっている。フィルム冷却試験体とは異なり、噴出し比の増加に伴う冷却効率の減少は見られないが、これは、フィルム噴流が主流を突き抜けるような大きな噴出し比でも、インピンジメント冷却の効果が大きくなることで、フィルム冷却の落ち

込み分を補っていると考えられる。また、逆にインピンジメント冷却だけでは、噴出し比が小さいときに冷却効率が小さいが、フィルム冷却が大きく作用するため、複合することによって大きな冷却効果が得られている。図 3-3-2(a) は、AREA2 における主流レイノルズ数による違いを示しており、主流による違いはほとんどみられない。図 3-3-2(b) は、主流流量 0.5kg/s における AREA1, 2, 3 での平均冷却効率の違いを示しているが、インピンジメント冷却、フィルム冷却ともに AREA1 の冷却効率が小さくなっていたため、当然、複合冷却の結果でも AREA1 の冷却効率が小さくなっている。

ここで、フィルム冷却効率について、フィルム冷却のみの時と同様に算出を行う。まず、フィルム冷却とインピンジメント冷却の簡略化をあわせて、図 3-3-4 のような 1 次元

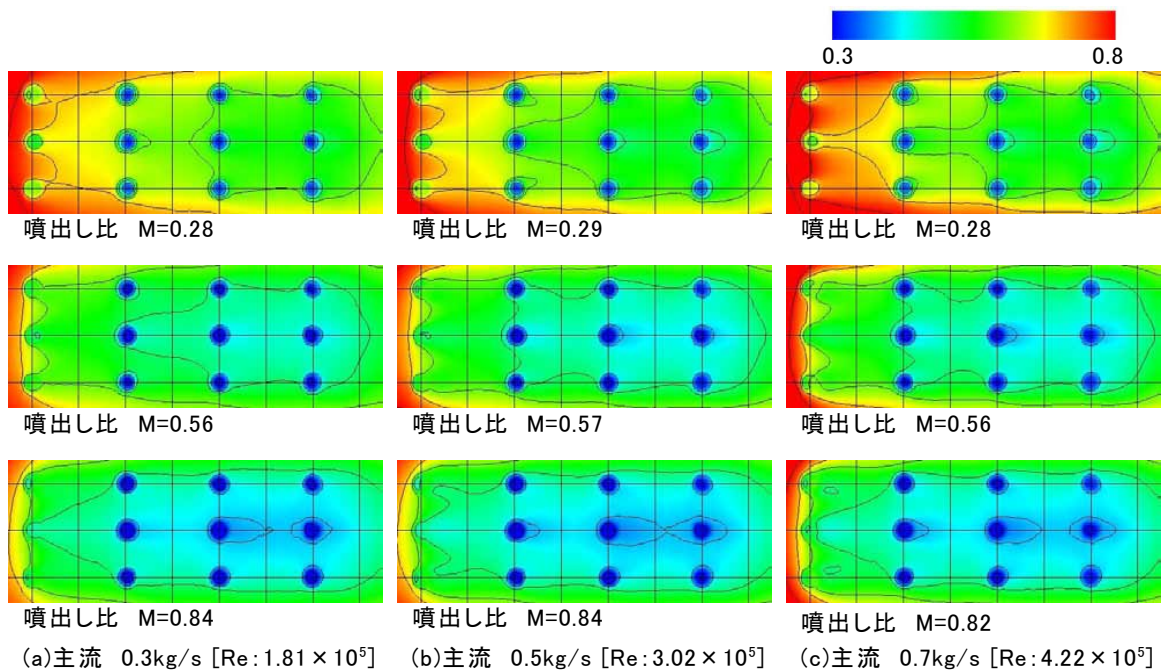


図 3-3-1 複合冷却試験体 A の冷却効率分布

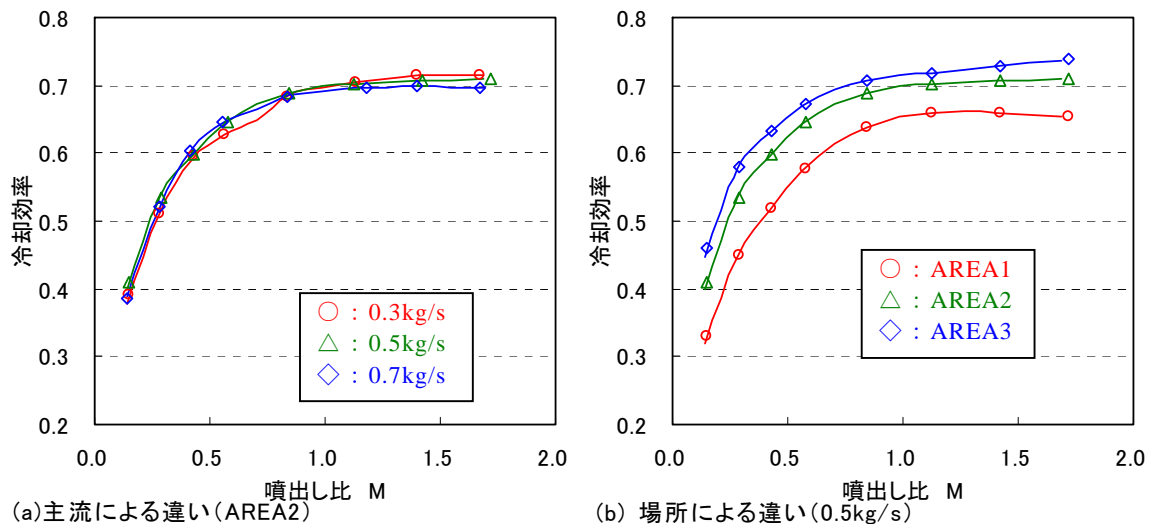


図 3-3-2 複合冷却試験体 A (FIM-A) の平均冷却効率

的な熱伝導であらわすと、複合冷却の冷却効率は以下の式で表せる。

$$\eta_{imf} = \frac{T_g - T_{wo}}{T_g - T_c} = \frac{1}{1 + \frac{Hg_{imf} \times L}{\lambda} + \frac{Hg_{imf}}{Hc_{imp}}} \quad (3-3-1)$$

また、フィルム冷却効率は、フィルム冷却のみの場合と同様に以下の式のようになる。

$$\eta_{fc} = \eta_{imf} - \frac{1 - \eta_{imf}}{Hg \left(\frac{L}{\lambda} + \frac{1}{Hc_{imp}} \right)} \quad (3-3-2)$$

上式から複合冷却実験結果の平均冷却効率をもとに、フィルム冷却効率を算出した。平均フィルム冷却効率の計算結果を図 3-3-5 に示す。ここで、冷却側の熱伝達率は、インピンジメント冷却のみの実験結果から算出したものを使用した。式 (3-3-2) はインピンジメント冷却のみの実験結果の平均冷却効率を使用すれば以下のように簡単な式になる。

$$\eta_{fc} = \frac{\eta_{imf} - \eta_{imp}}{1 - \eta_{imp}} \quad (3-3-3)$$

結果は、フィルム冷却のみの実験結果から算出した平均フィルム冷却効率と同様の結果になっている。一番上流のフィルム噴流後 (AREA1) の平均フィルム冷却効率では噴出し比 1.0 まで効率の上昇がみられ、上流との重ねあわせがない場合は、噴出し比 1.0 までがフィルム噴流

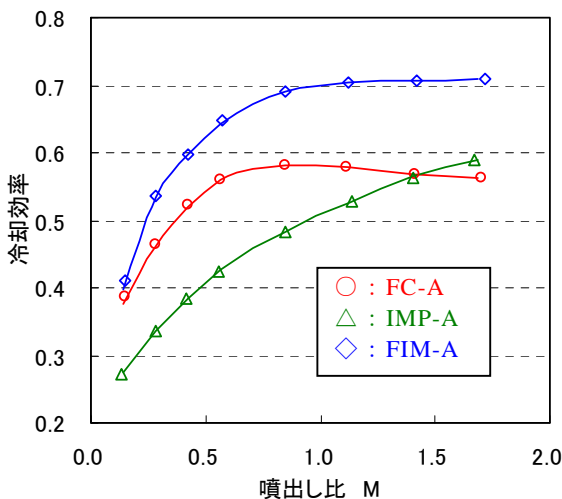


図 3-3-3 平均冷却効率の比較 (0.5kg/s, AREA2)

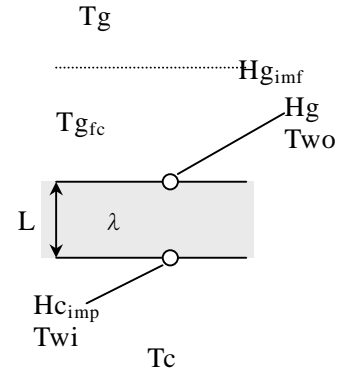


図 3-3-4 複合冷却

が表面に沿って流れているとみられる。2 列目、3 列目になると、上流側のフィルム噴流の影響により、同じ噴出し比におけるフィルム冷却効率が上流より大きくなる。一方で、0.5 程度の小さな噴出し比でピークとなるが、ピーク後のフィルム冷却効率の落ち込みも緩やかになる。図 3-3-6 にフィルム冷却のみの結果から算出した平均フィルム冷却と、複合冷却とインピンジメント冷却のみの結果を組み合わせで算出した平均フィルム冷却効率の比較を示す。フィルム冷却のみの実験結果からの算出の場合は、フィルム冷却が流れ込む裏側の熱伝達率の定義があいまいであったが、複合冷却では、インピンジメント冷却のみの実験結果からの冷却側熱伝達率を使用しているため、精度が増していると見られるが、両者の違いは大きくない。

ここで、フィルム冷却のみの実験結果と、インピンジメント冷却のみの実験結果を使用し、複合冷却の冷却効率の算出を行い、複合冷却の実験結果との比較を行った。まず、フィルム冷却効率とインピンジメント冷却の冷却効率から複合冷却の冷却効率を算出するには以下の式のようになる。

$$\eta_{imf} = \eta_{fc} + (1 - \eta_{fc}) \eta_{imp} = \frac{Hg \left(\frac{L}{\lambda} + \frac{1}{Hc_{imp}} \right) \eta_{fc} + 1}{Hg \left(\frac{L}{\lambda} + \frac{1}{Hc_{imp}} \right) + 1} \quad (3-3-4)$$

式 (3-3-4) を使用し、フィルム冷却のみとインピンジメント冷却のみの実験結果から算出した冷却効率と複合冷却の実験結果の比較を図 3-3-7 に示す。両者には、ある程度の一致がみられ、複合冷却の冷却効率を、簡易的な 1 次元的なモデルによってフィルム冷却のみとインピンジメント冷却のみの冷却効率から算出することが可能であることを示している。

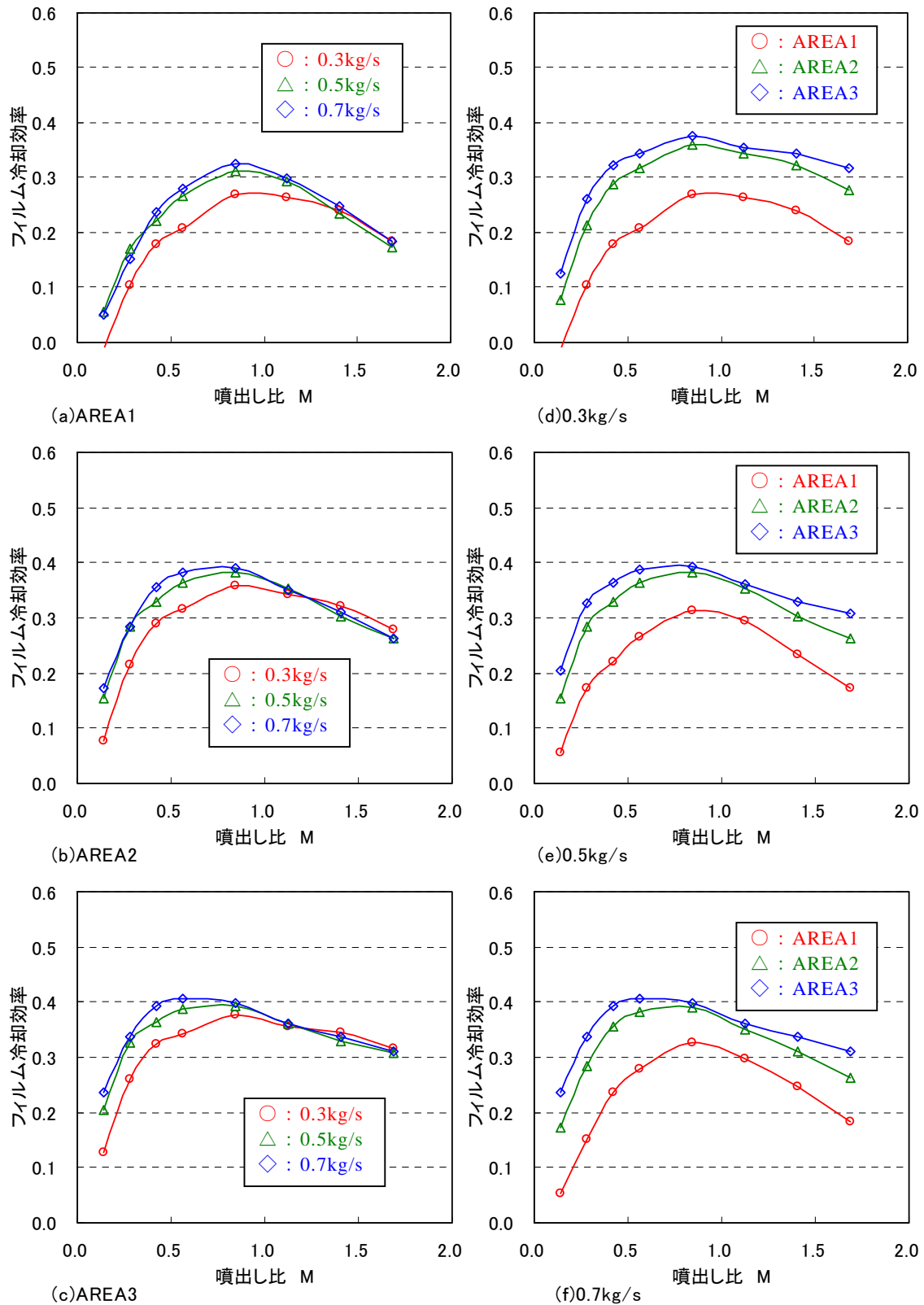


図 3-3-5 複合冷却実験結果によるフィルム冷却効率

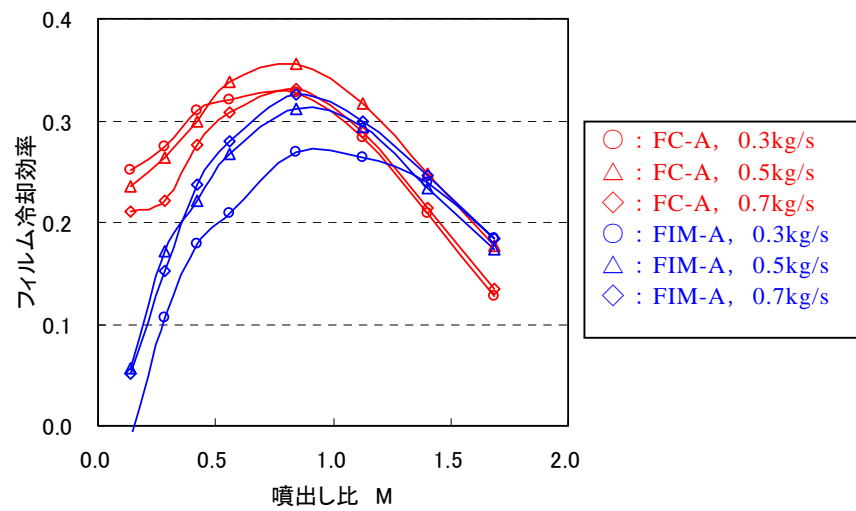
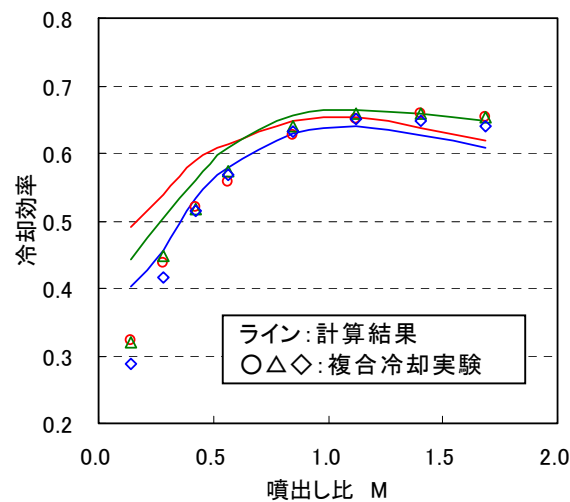
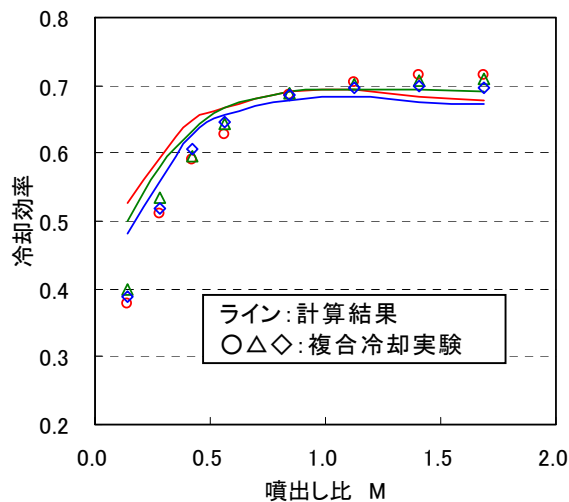


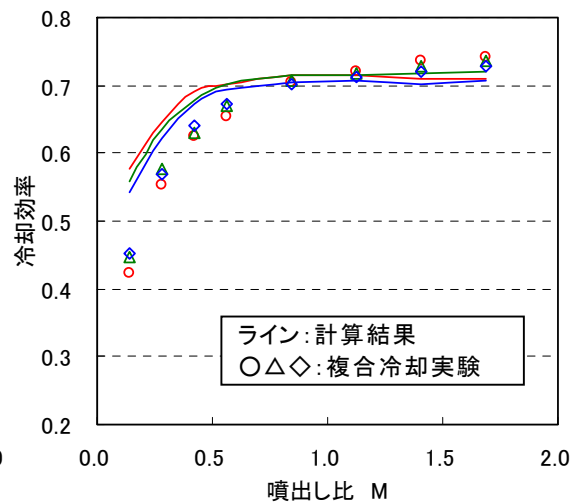
図 3-3-6 フィルム冷却効率の比較 (AREA1)



(a)AREA1



(b)AREA2



(c)AREA3

図 3-3-7 FC-A と IMP-A の結果から算出した結果と FIM-A の平均冷却効率の比較

3.4 フィルム冷却孔とインピンジメント冷却孔の配置による影響

次に、フィルム冷却とインピンジメント冷却を組み合わせた複合冷却において、フィルム冷却孔とインピンジメン

ト冷却孔を主流に対して同じ流線上に配置した場合 (FIM-A) と、フィルム冷却孔とインピンジメント冷却孔を千鳥配置にした場合の実験結果の比較をまとめる。

図 3-4-1 に複合冷却試験体 B (FIM-B) における噴出

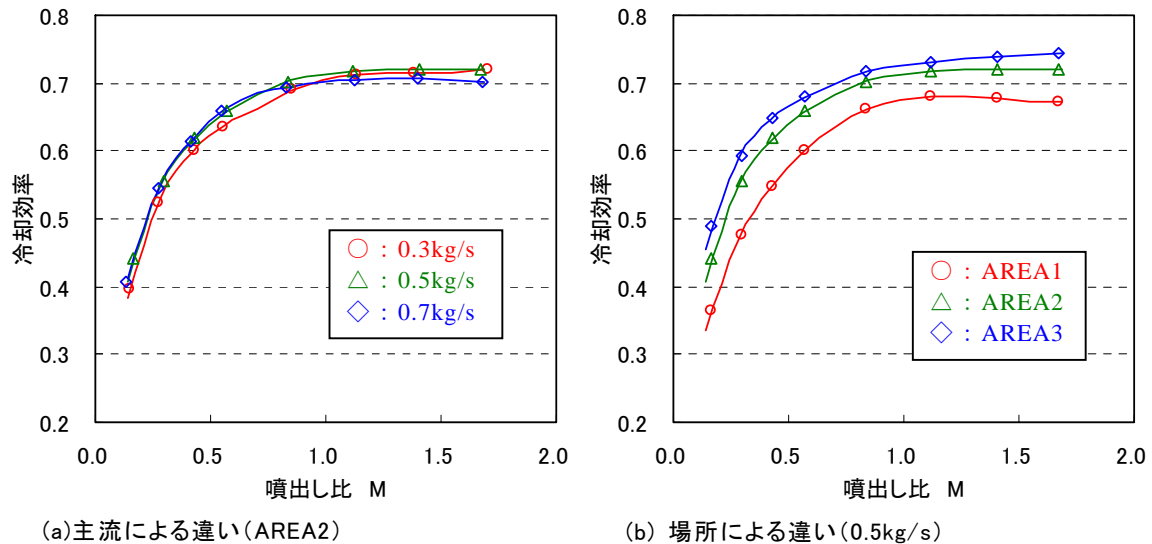


図 3-4-1 複合冷却試験体 B (FIM-B) の平均冷却効率

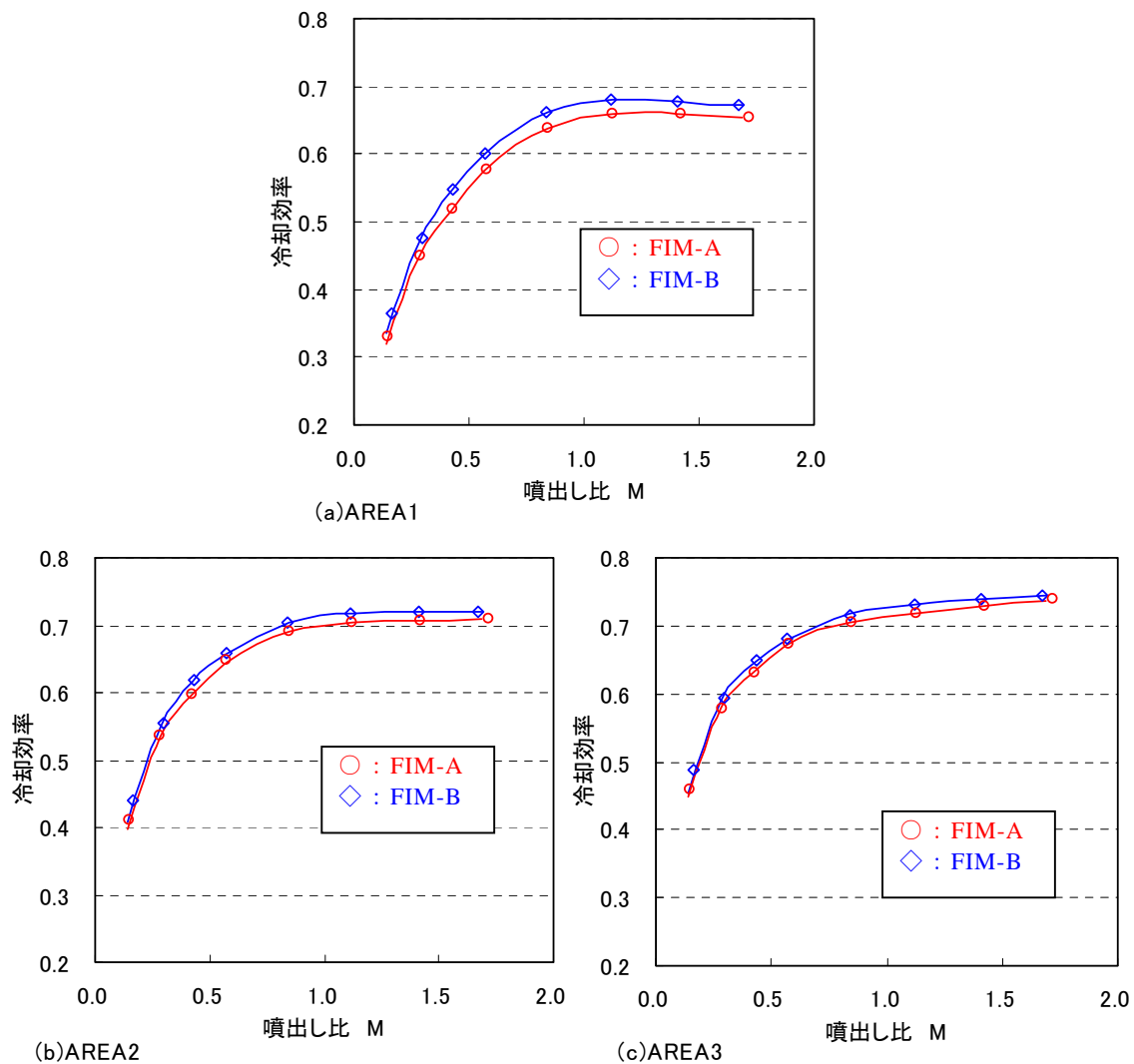


図 3-4-2 FIM-A と FIM-B の平均冷却効率の比較

し比の変化に対する平均冷却効率の変化を示す。また、図 3-4-2 に主流 0.5kg/s における平均冷却効率の比較を示す。千鳥配置による複合冷却でも、噴出し比に対する平均冷却効率の変化傾向はあまりかわらず、噴出し比の増加により冷却効率が增加するが、噴出し比 1.0 付近で増加しなくなる。また、上流より下流で冷却効率が良い。同一条件での結果を比較すると、千鳥配置にすることにより、若干ではあるが冷却効率の増加が見られる。これは、インピンジメント噴流からフィルム噴出しまでの距離が千鳥配置にすることにより長くなり、内部流路のインピンジメント冷却の効果が増しているためであると考えられる。図 3-4-3 に千鳥配置による平均冷却効率の増加分を示す。千鳥配置の方がわずかだが効率がよく、特に、噴出し比

が小さいところで2%程度の向上がみられている。また、上流側のほうが千鳥配置による効果が大きくなっている。

図 3-4-4 に複合冷却試験体 B (FIM-B) の冷却効率分布を示す。また、図 3-4-5 に複合冷却試験体 B (FIM-B) の冷却効率分布から、複合冷却試験体 A (FIM-A) の冷却効率分布を引いた結果を示す。青く表示されている部分が千鳥配置にすることによって冷却効率が增加しているところである。特に上流側で千鳥配置の効果がみられ、千鳥配置のインピンジメント冷却孔の中心付近で冷却効率が增加している。

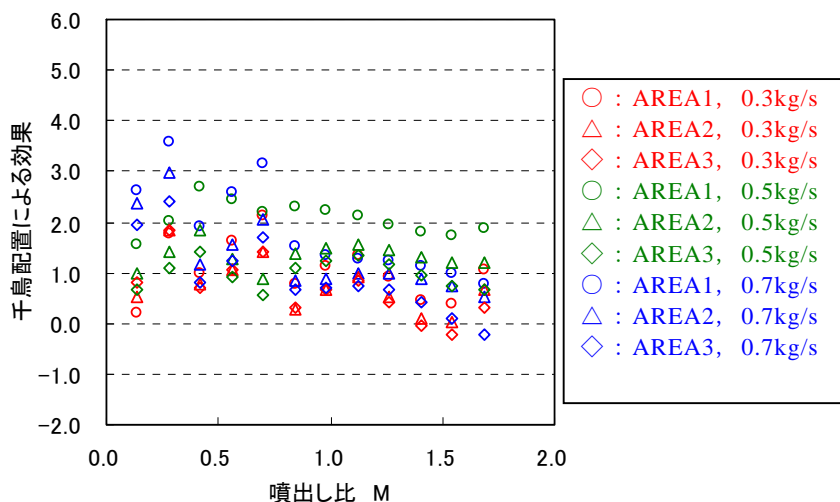


図 3-4-3 FIM-A と FIM-B の平均冷却効率の差

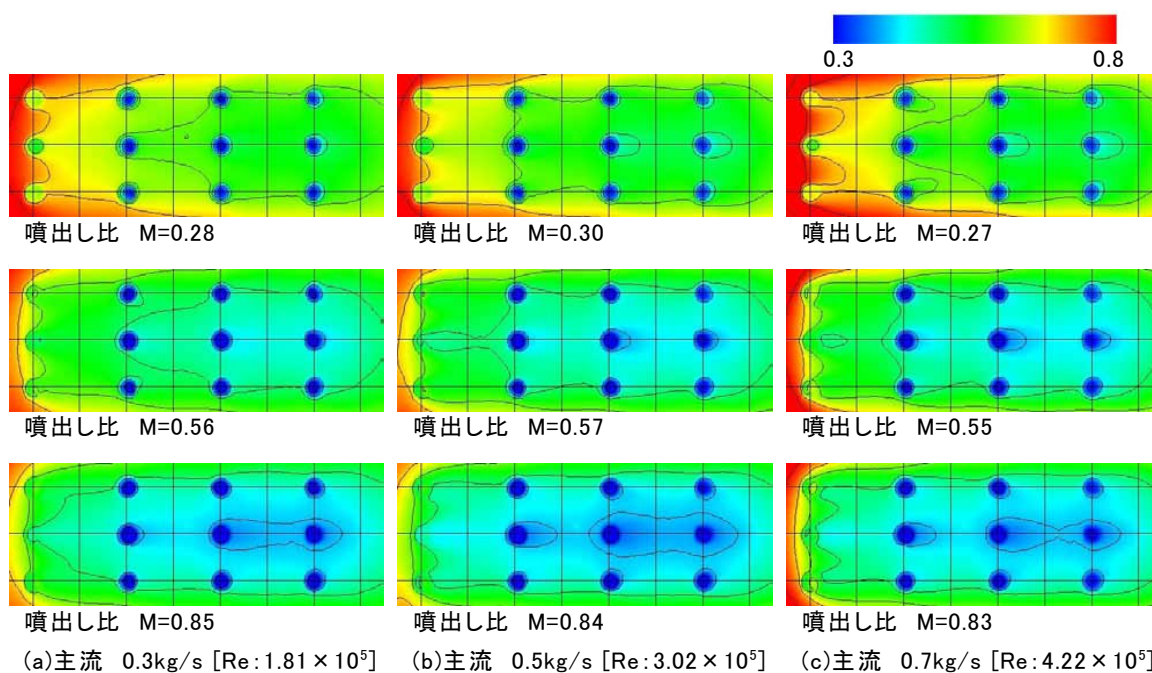


図 3-4-4 複合冷却試験体 B の冷却効率分布

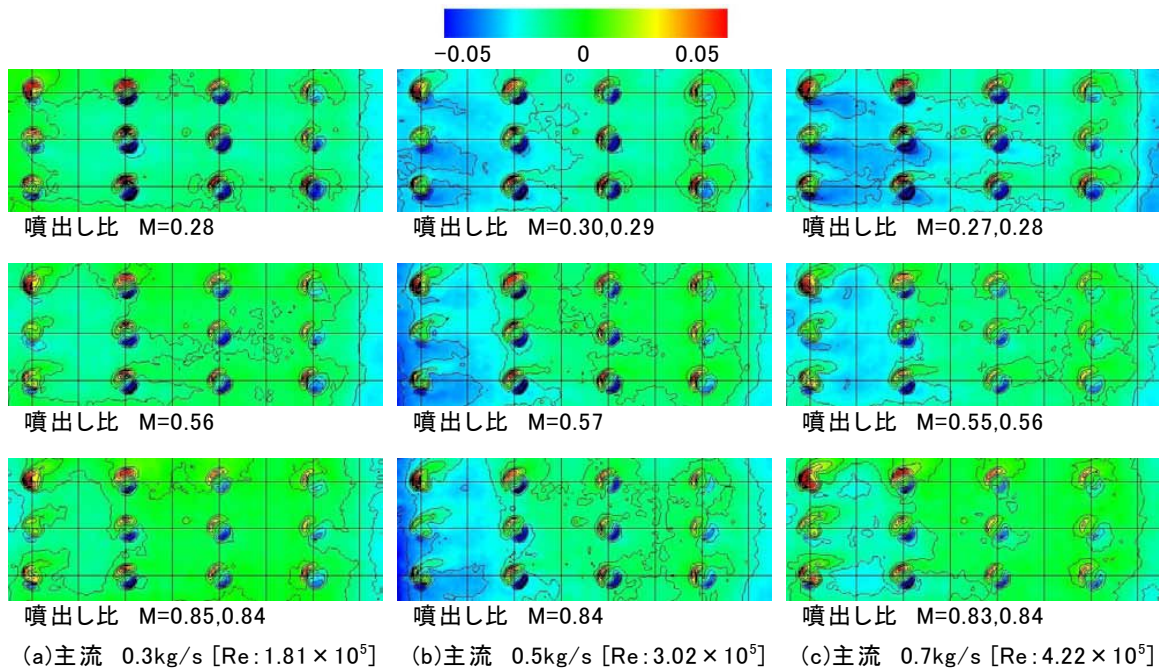


図 3-4-5 FIM-A と FIM-B の冷却効率分布の差

3.5 ピンフィンによる効果

次に、フィルム冷却とインピンジメント冷却にピンフィンを組み合わせた複合冷却の実験結果をまとめる。

図 3-5-1 に複合冷却試験体 C(PFI) における噴出し比の変化に対する平均冷却効率の変化を示す。また、図 3-5-2 に主流 0.5kg/s における平均冷却効率の比較を示す。ピンフィンを追加した複合冷却でも、噴出し比に対する平均冷却効率の変化傾向は、フィルム冷却とインピンジメント冷却の複合冷却の場合と同様である。噴出し比の増加により、冷却効率が増加し、噴出し比 1.0 付近で増加しなくなり、上流より下流のほうで冷却効率が良い。

同一条件での結果を比較すると、ピンフィンによる冷却効率の向上の効果がみられる。これは、ピンフィンによって内面の冷却伝熱面積が増加したことによる効果であると考えられる。図 3-5-3 にピンフィンを追加したことによる平均冷却効率の増加分を示す。噴出し比が小さい場合に、千鳥配置にしたとき以上の冷却効果の増加が見られる。

図 3-5-4 に複合冷却試験体 C(PFI) の冷却効率分布を示す。また、図 3-5-5 に複合冷却試験体 C(PFI) の冷却効率分布から、複合冷却試験体 A(FIM-A) の冷却効率分布を引いた結果を示す。青く表示されている部分がピンフィンによって冷却効率が增加しているところである。

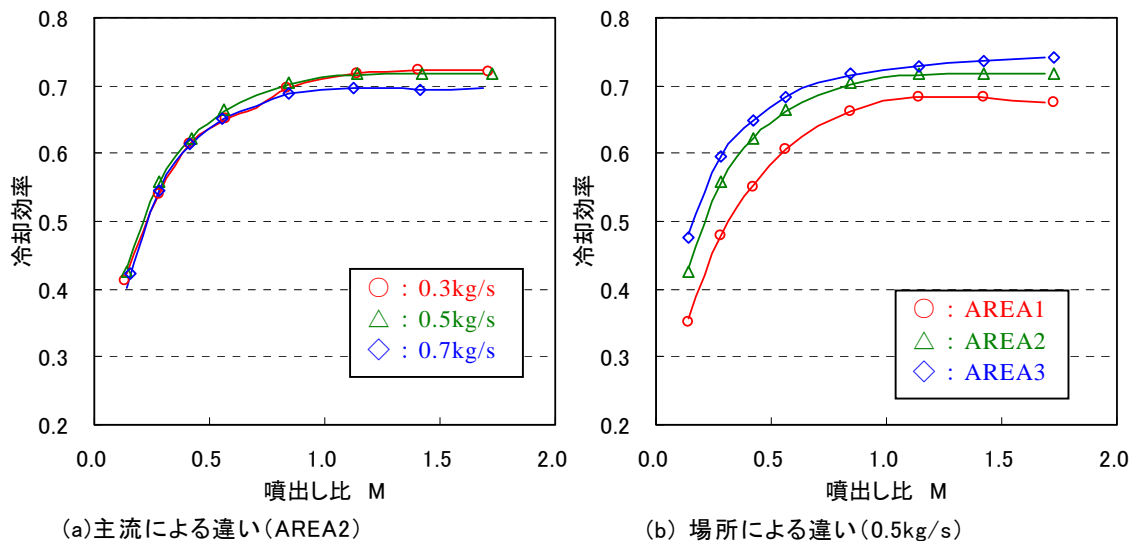


図 3-5-1 複合冷却試験体 C(PFI) の平均冷却効率

上流側でピンフィンによる冷却効率の増加が顕著であり、特にピンフィン位置における冷却効率の増加が明確にみられている。つまり、ピンフィンは局所的に冷却効率を上げたい部分や、フィルム冷却やインピンジメント冷却の効

果が期待できない場所に使用することで冷却効果を補える。

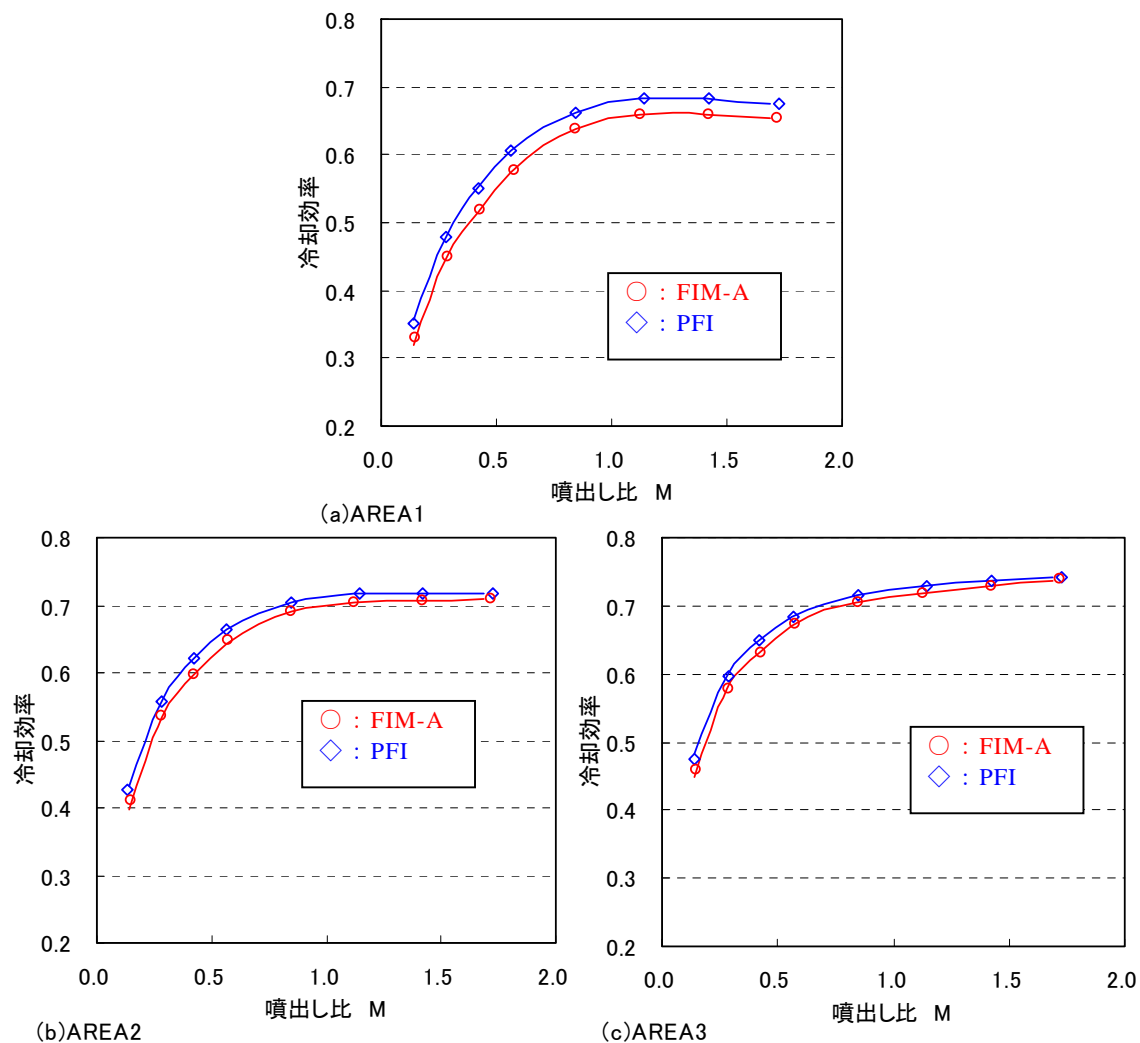


図 3-5-2 FIM-A と PFI の平均冷却効率の比較

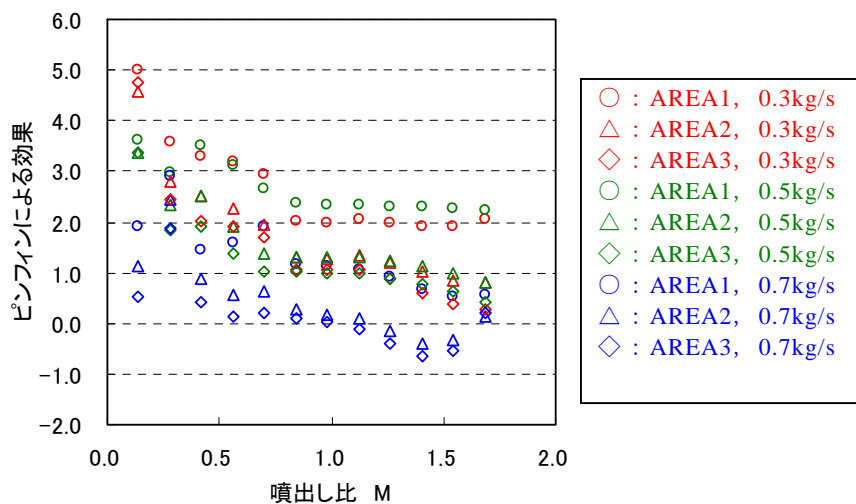


図 3-5-3 FIM-A と PFI の平均冷却効率の差

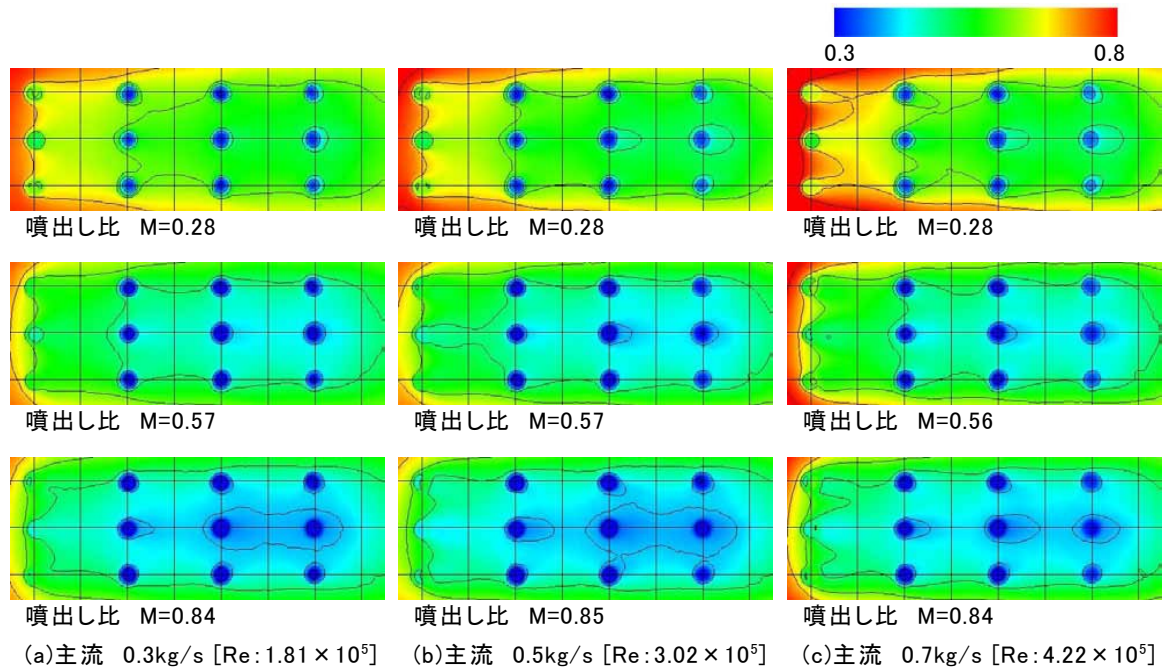


図 3-5-4 複合冷却試験体 C (PFI) の冷却効率分布

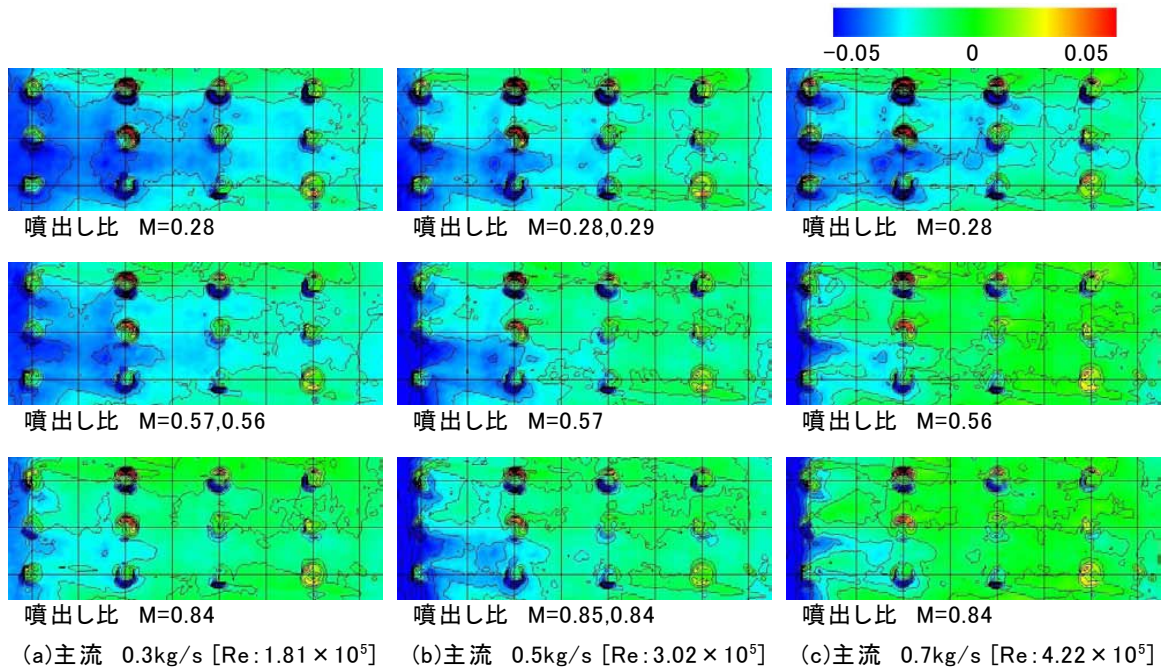


図 3-5-5 FIM-A と PFI の冷却効率の差

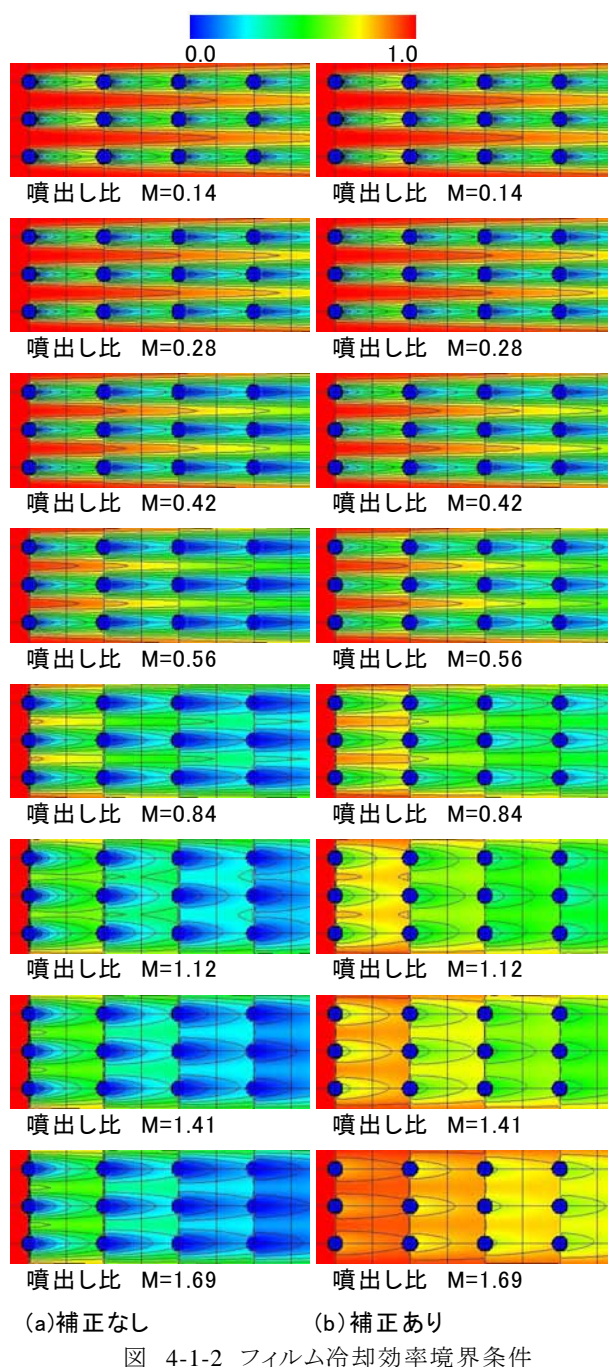
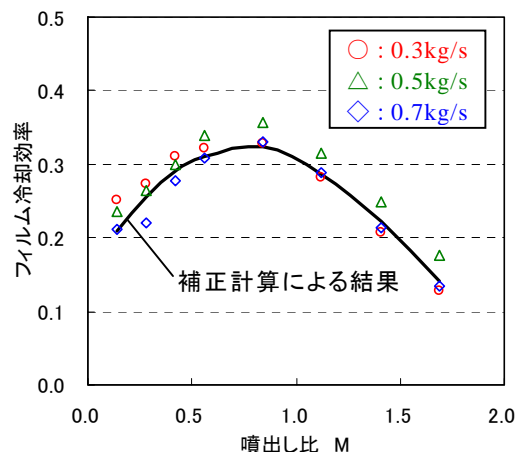
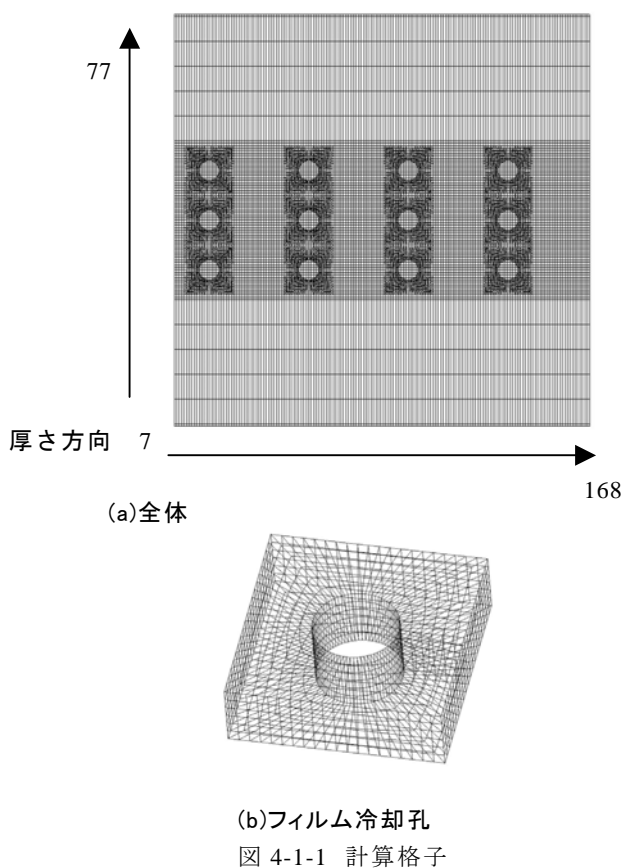
4 熱伝導解析

4.1 解析方法

これまでの実験結果を、簡単な熱伝導解析に利用し冷却性能の予測を行った。解析は、経験式に基づく熱伝達率などの境界条件を準備し、定常3次元熱伝導解析(有限体積法)によって、試験体温度分布の算出を行った。

図 4-1-1 に解析を行った解析格子を示す。格子数は主流方向に 168 点、主流に垂直方向に 77 点、厚さ方向に 7 点となっている。フィルム冷却孔周りの解析は、図 4-1-1(b)のような格子を 12 個使用し、主格子とのフィルム冷却孔格子で境界のデータを一致させている。また、インピンジメント冷却のみの解析の場合は図 4-1-1(b)のフィルム冷却孔周りの格子は使用していない。

境界条件として、フィルム冷却効率分布は、前述の式(3-2-4)と式(3-2-5)に基づき算出している。実験結果と経験式に基づく平均フィルム冷却効率では、図 3-2-4 のように違いがみられ、その比は図 3-2-5 のようになっていたことから、式(3-2-4)と式(3-2-5)から算出した境界条件と、実験結果を基にした補正式(3-2-6)を使用した境界条件の両方を用意し、解析を行った。図 4-1-2 に境界条件として与えた両方のフィルム冷却効率分布を示す。このときの、補正を行ったフィルム冷却効率の平均フィルム冷却



効率を算出し、噴出し比に対する変化を実験結果から算出した平均フィルム冷却効率と比較した結果を図 4-1-3 に示す。補正を行わない場合、噴出し比の増加による平均フィルム冷却効率の落ち込みを表現できていなかったが、補正式によって、図のように実験結果にあうようにフィルム冷却効率の境界条件が与えられている。

インピンジメント冷却における冷却側熱伝達率は、前述の式(3-1-7)～式(3-1-10)から算出し、境界条件として与えた。図 4-1-4 にインピンジメント冷却のみの場合の熱

伝達率分布を示す。インピンジメント冷却のみの試験においては、冷却空気の出口が下流側にあるため、クロスフローの影響がある。クロスフローの影響として上流側で噴出されたインピンジメント噴流が平均流れとして流路内を流れるとし、管内流れの熱伝達率を最低熱伝達率として算出している。また、図 4-1-5、図 4-1-6 に複合冷却の場合の熱伝達率分布を示す。この場合は、冷却空気はインピンジメント冷却孔のそばのフィルム冷却孔から主流に出るので、クロスフローの影響を考慮せず計算している。

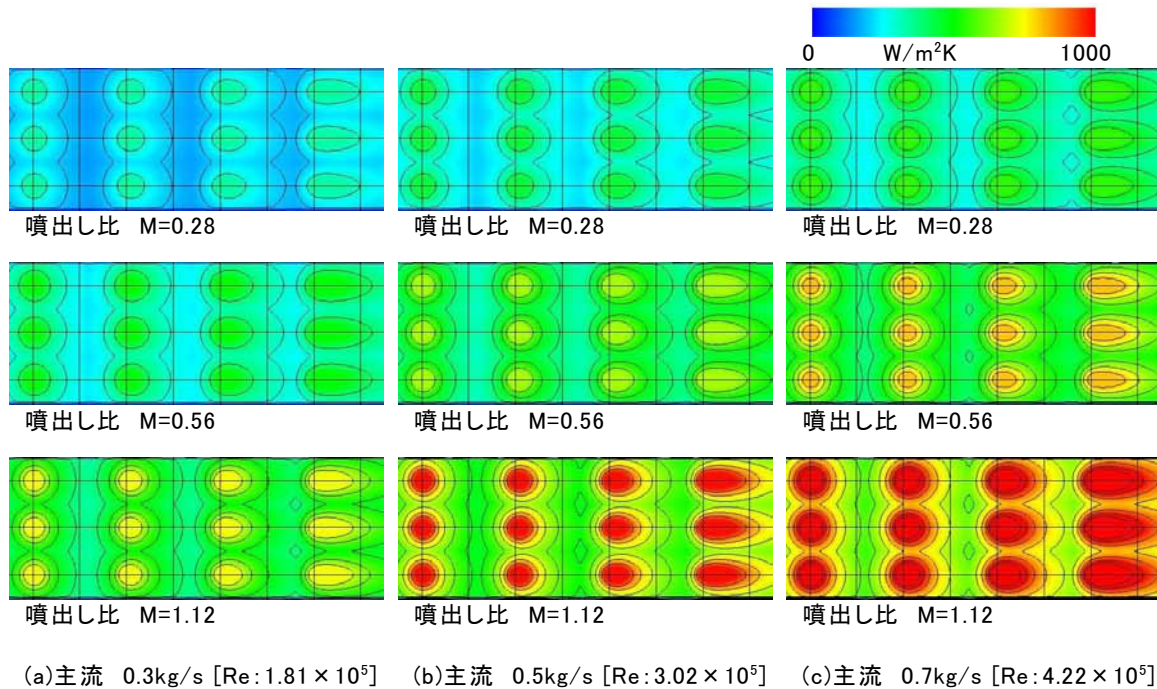


図 4-1-4 冷却側熱伝達率(インピンジメント冷却のみ、補正なし)

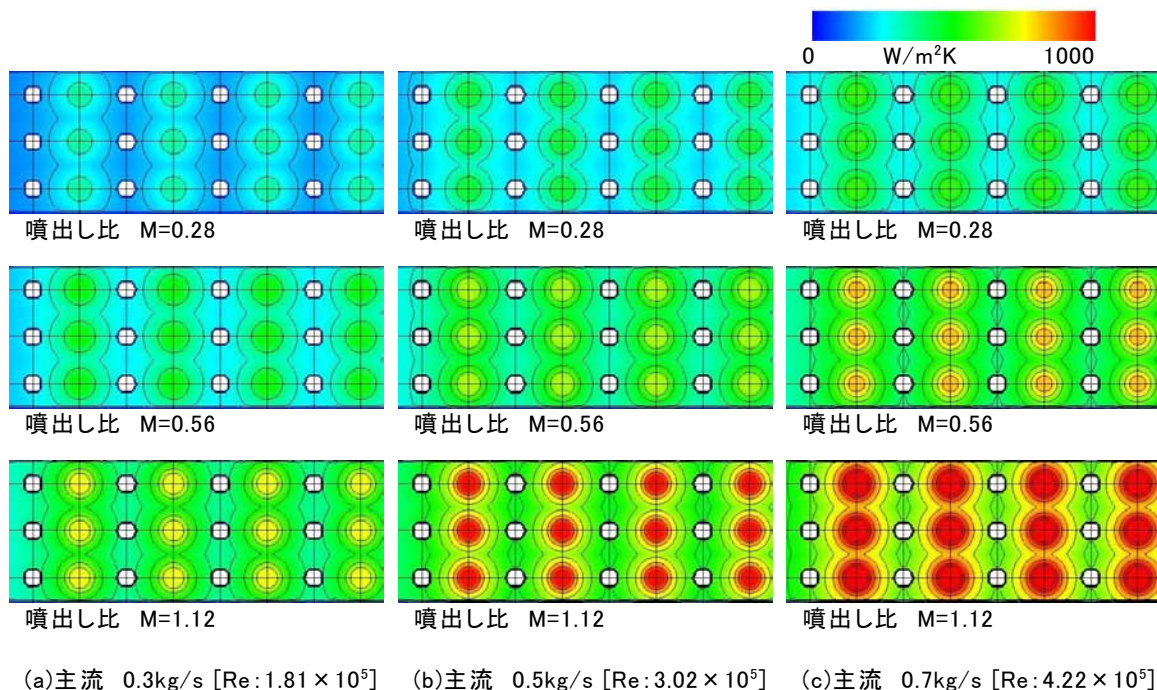


図 4-1-5 冷却側熱伝達率(複合冷却、補正なし)

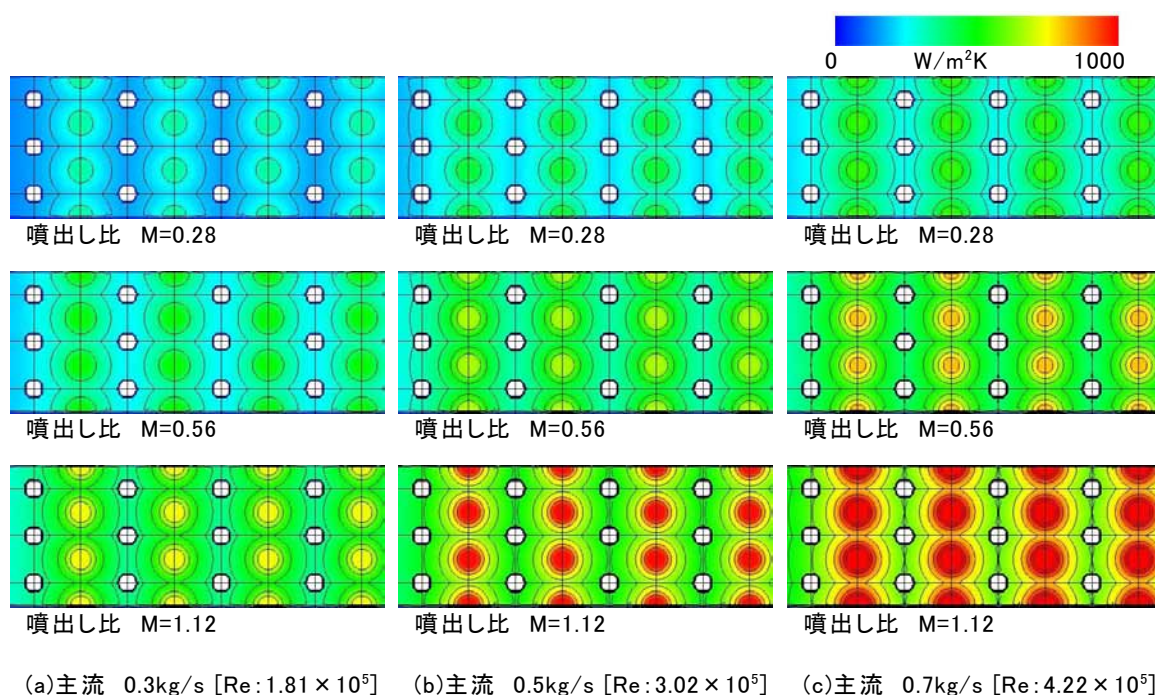


図 4-1-6 冷却側熱伝達率(複合冷却, 千鳥配置, 補正なし)

インピンジメント冷却孔の位置はそれぞれの試験体のインピンジメント噴射位置に合わせている。インピンジメント冷却の冷却側熱伝達率についても、前述の図 3-1-8 のように実験から算出した結果と異なっていたので、図 3-1-9 に基づく補正値を熱伝達率分布全体に一様に乗じた境界条件も用意し、解析を行った。

高温側熱伝達率は、前述の平板乱流の式(3-1-1)による図 3-1-4 の分布を使用し、試験体材料(SUS304)の熱伝導率は、温度依存性を考慮した式(3-1-6)を使用し

ている。

4.2 インピンジメント冷却

まず、インピンメント冷却のみの試験体(IMP-A, IMP-B)に対する解析結果を示す。図 4-2-1, 図 4-2-2 にインピンジメント冷却試験体 A と B における噴出し比の変化に対する平均冷却効率の実験値と解析結果の比較を示す。図中、線で示したデータが解析結果であり、実験に基づく冷却熱伝達率の補正を使用しない場合と補正

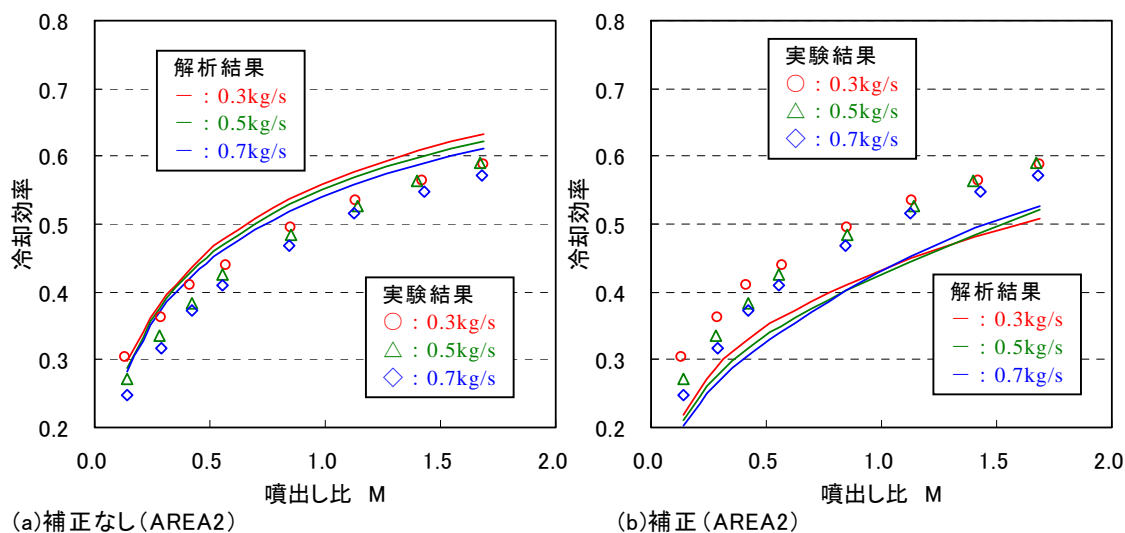


図 4-2-1 インピンジメント冷却試験体 A (IMP-A) の平均冷却効率解析結果

を使用した場合の両条件の結果を示している。結果は、補正をしない場合は当然、冷却側熱伝達率が大きいと、冷却効率が全体的に高く計算されている。しかし、実験に基づく補正値を熱伝達率全体にかけた場合でも実験に一致するような冷却効率が得られていない。これは、補正値を平均冷却効率から算出したため、全体に均等にかけることでは、補正効果があらわれすぎているとみられる。インピンジメント冷却熱伝達率の補正は分布を考慮するような補正に改善する必要があると思われるが、今回の結果は補正の最大値と認識できる。

4.3 フィルム冷却

次に、フィルム冷却のみの試験体 (FC-A) に対する解析結果を示す。図 4-3-1 にフィルム冷却試験体 A における噴出し比の変化に対する平均冷却効率の実験値と解析結果の比較を示す。線で示したデータが解析結果を示している。補正を行わないフィルム冷却効率を境界条

件として使用した解析結果である図 4-3-1(a)をみると、噴出し比が大きいときに明確に実験値と異なり、冷却性能の評価として解析を使用するには問題がある。一方、実験による補正値を使用し、噴出し比が大きいときにフィルム冷却効率の落ち込みを表現できる境界条件を使用することで、図 4-3-1(b)のように実験値に近い解析が行えている。簡単な熱伝導解析であるので、厳密に一致させることができなかったが、冷却性能の簡単な検討には使用できると考えられる。

4.4 複合冷却

最後に、フィルム冷却とインピンジメント冷却の複合冷却試験体 (FIM-A, FIM-B) に対する解析結果を示す。図 4-4-1, 図 4-4-2 に複合冷却試験体 A と B における噴出し比の変化に対する平均冷却効率の実験値と解析結果の比較を示す。それぞれ, (a)は補正なしの結果, (b)はフィルム冷却の補正だけを使用した結果, (c)はフィルム

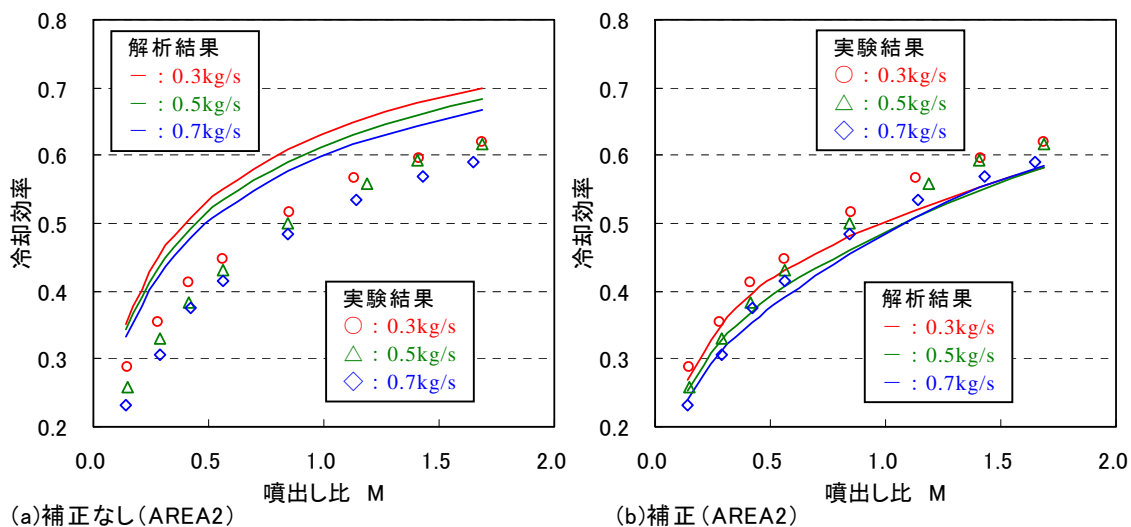


図 4-2-2 インピンジメント冷却試験体 B (IMP-B) の平均冷却効率解析結果

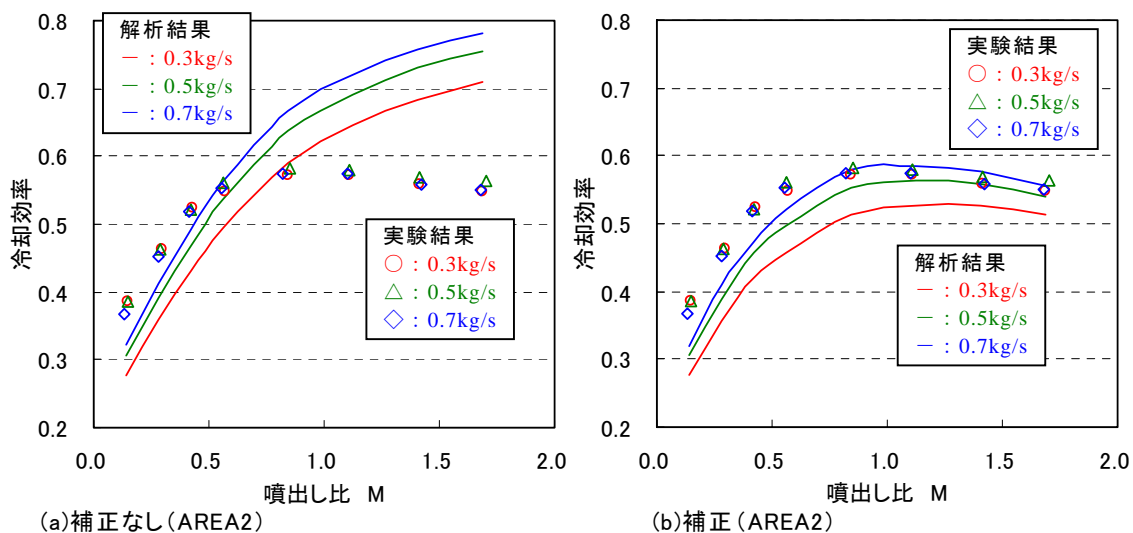


図 4-3-1 フィルム冷却試験体 A (FC-A) の平均冷却効率解析結果

冷却とインピンジメント冷却の両方に補正を行った結果である。どちらの結果でも(b)と(c)の解析結果の間に実験値が入っており、それぞれの冷却の要素試験から補正値を算出し、複合冷却時に使用することで、ある程度の冷却

性能予測が行えることを示している。

また、図 4-4-3 は補正に基づく解析結果を用いて、複合冷却 A と複合冷却 B を比較したものである。赤い部分が複合冷却 A の冷却効率が良いことを、青い部分が複

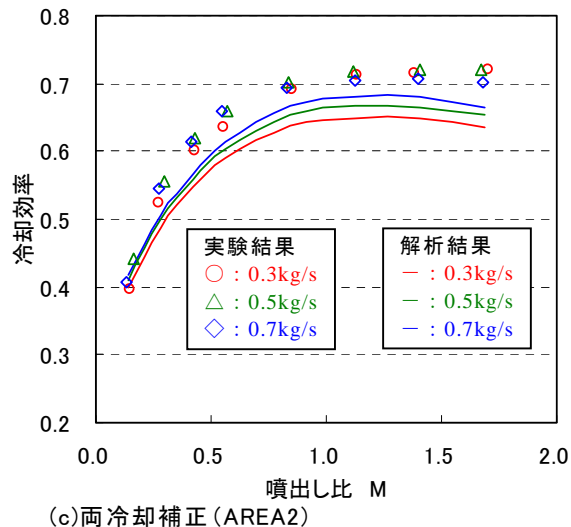
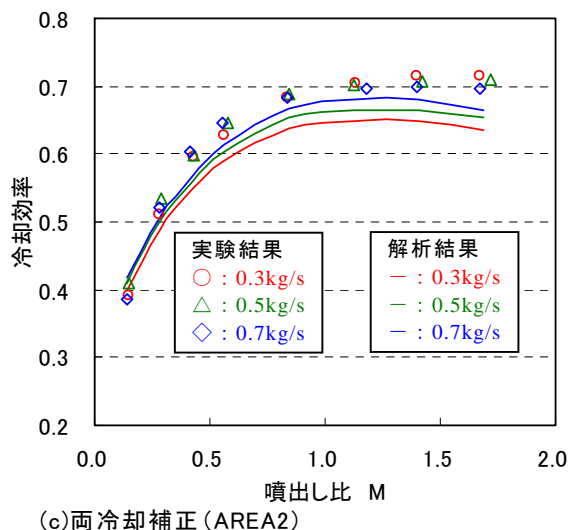
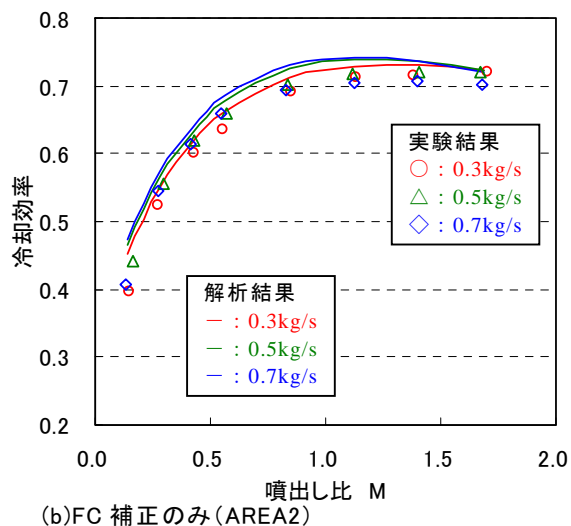
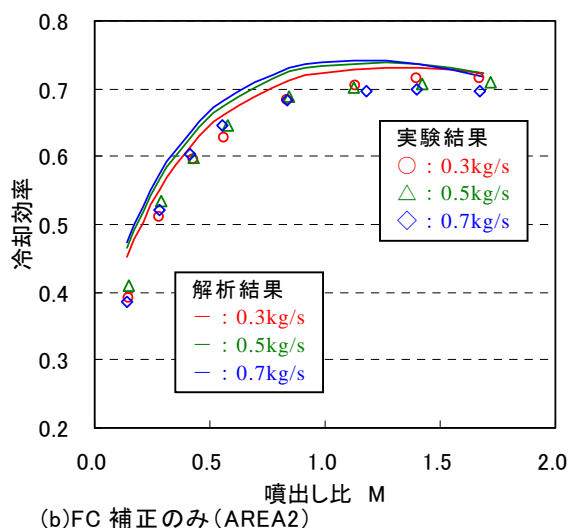
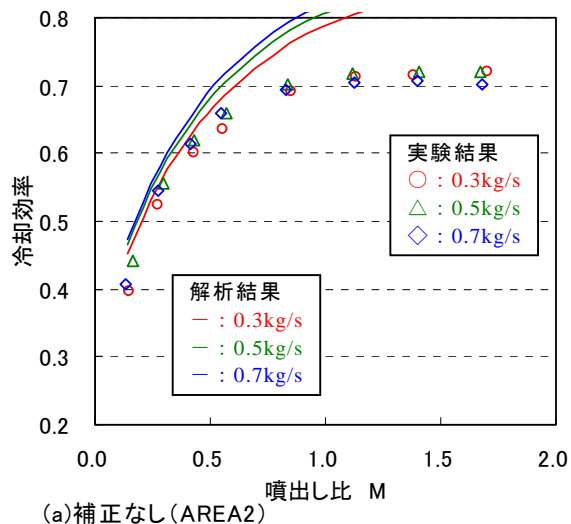
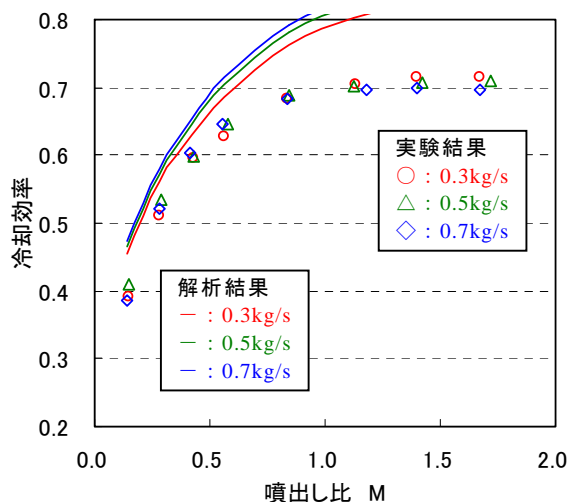


図 4-4-1 複合冷却試験体 A(FIM-A)の
平均冷却効率解析結果

図 4-4-2 複合冷却試験体 B(FIM-B)の
平均冷却効率解析結果

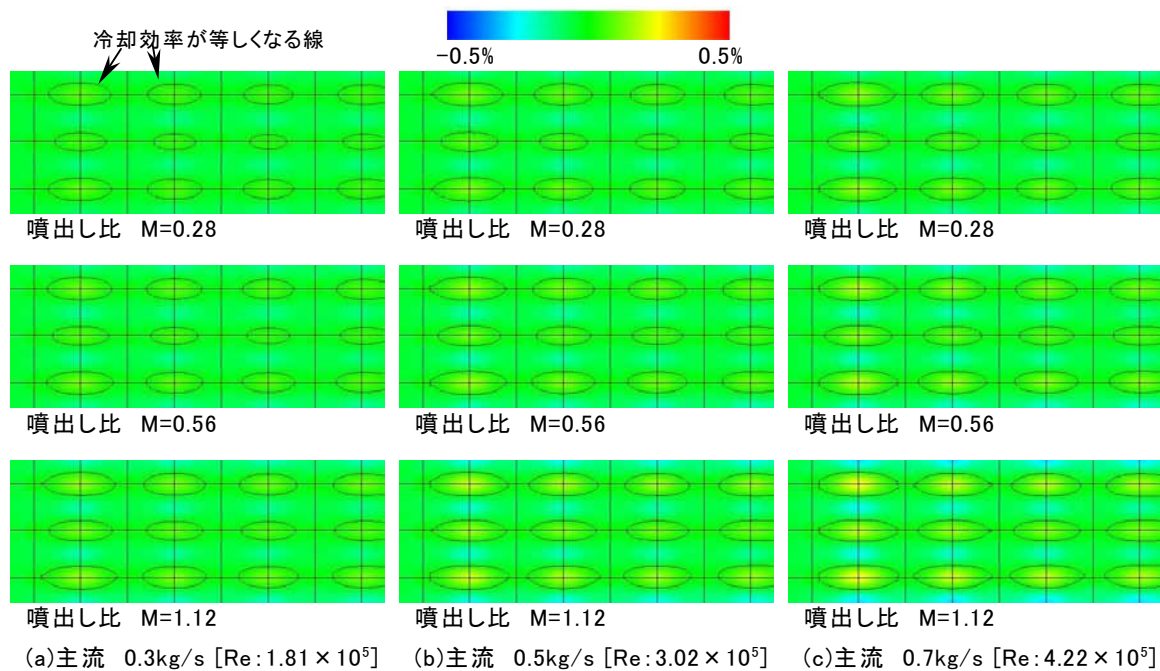


図 4-4-3 複合冷却 A と複合冷却 B 比較 (両冷却補正あり)

合冷却 B の冷却効率が良いことを示しており、線は冷却効率が同じになる位置を示している。それぞれのインピンジメント噴流の位置で冷却効率が良くなることが判るが、複合冷却 B の方が冷却効率が良くなる範囲が広い。これは、実験結果にもみられたように、千鳥配置にすることで、インピンジメント冷却の効果が広い範囲に現れていることを示している。

5 ま と め

タービン冷却へ使用する複合冷却の研究を目的とし、各種冷却構造の要素試験を実施し、連成解析の参考となるような冷却性能データの取得を行った。さらに、複合冷却の要素試験も実施し、冷却構造を組み合わせた場合の効果について調べた。また、熱伝導解析を行い、要素試験結果をもとにその解析結果の評価を実施した。得られた結果を以下にまとめる。また、7 種類の試験体に対する一連の冷却性能全データを付録にまとめる。

- (1) 複合冷却を考える上で必要となるインピンジメント冷却、フィルム冷却の基礎試験を実施し、冷却効率分布として一連のデータ提供を行った。
- (2) フィルム冷却、インピンジメント冷却を組み合わせることによる冷却性能の向上は、噴出し比が小さいときフィルム冷却による効果が大きく作用し、インピンジメント冷却は噴出し比が大きい場合のフィルム冷却効果の落ち込みを補う効果がある。
- (3) フィルム冷却とインピンジメント冷却の複合冷却で

は、インピンジメント冷却の効果が広く取れるように周りのフィルム冷却孔の中心に配置することで冷却効率が良くなる。また、さらにピンフィンを組み合わせることにより局所的に冷却性能を上げることができる。

- (4) 熱伝導解析に実験結果を使用し、補正を行った場合の冷却性能の予測を行った結果、解析の評価に、一連の実験結果が有用であることを示した。

参考文献

- 1) 仲俣千由紀ら, 複合型インピンジ冷却構造の冷却効率分布, 日本ガスタービン学会誌, Vol.34, No.5, 2006.9, pp.363-368
- 2) Johnson, H.A. and Rubesin, M.W., *Trans.ASME*, 71-5, 1949, pp.447
- 3) T. Nakatogawa, N. Nishiwaki, M. Hirata, and K.Torii, Heat Transfer of Round Turbulent Jet Impinging Normally on Flat Plate, in *Proc. 4th Int. Heat Transfer Conf.*, vol. FC 5.2, 1970, pp.1-11
- 4) Kays, W. M. and Crawford, M. E., *Convective Heat and Mass Transfer*, 2nd ed., McGraw Hill, New York, 1980
- 5) 松下政裕, 吉田豊明, 仮想タービンへ適用する冷却効率データベースの構築, 第 30 回ガスタービン定期講演会講演論文集, 2002.10, pp.287-292

付録 全データ

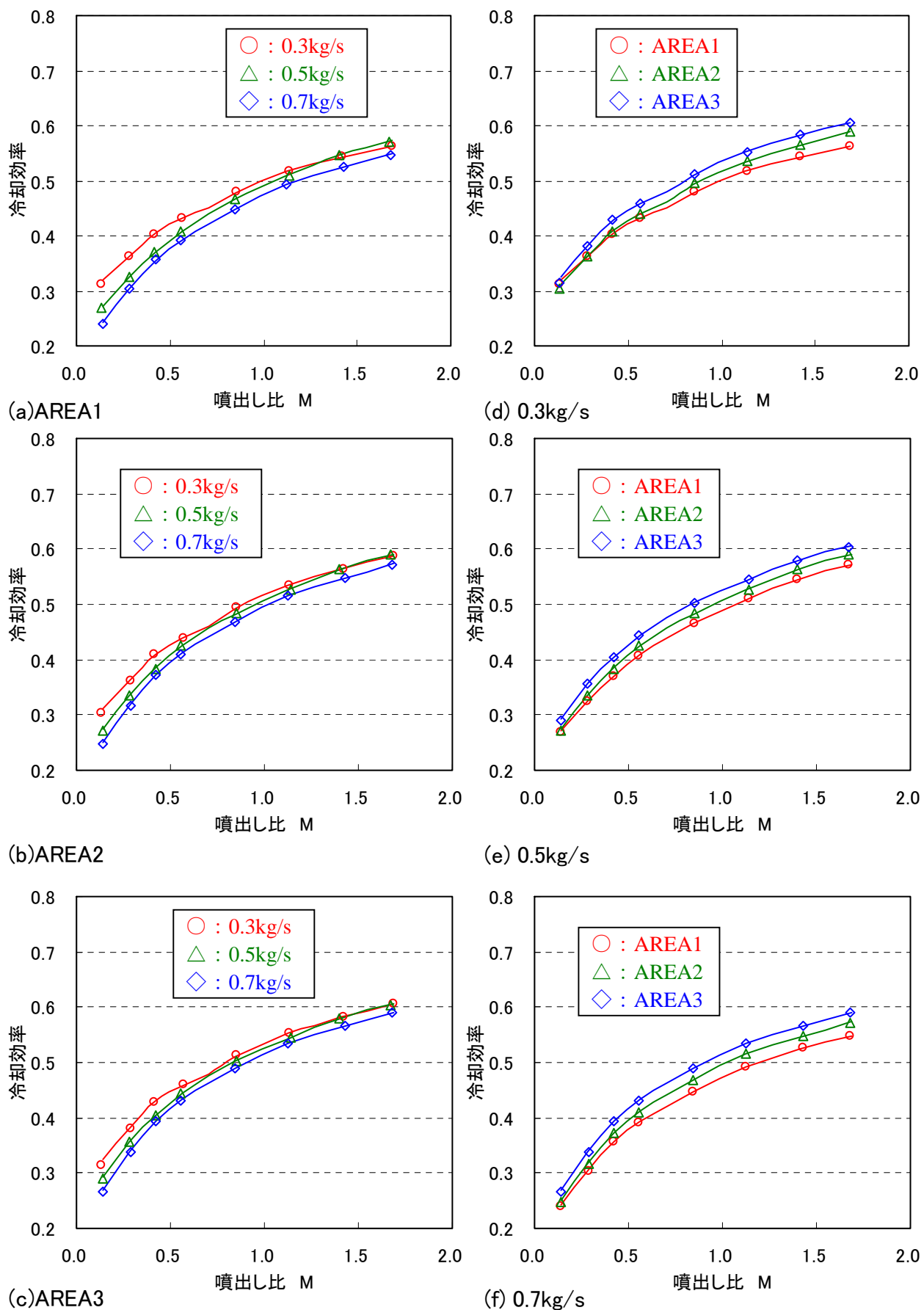


図 6-1-1 インピンジメント冷却試験体 A (IMP-A) の平均冷却効率

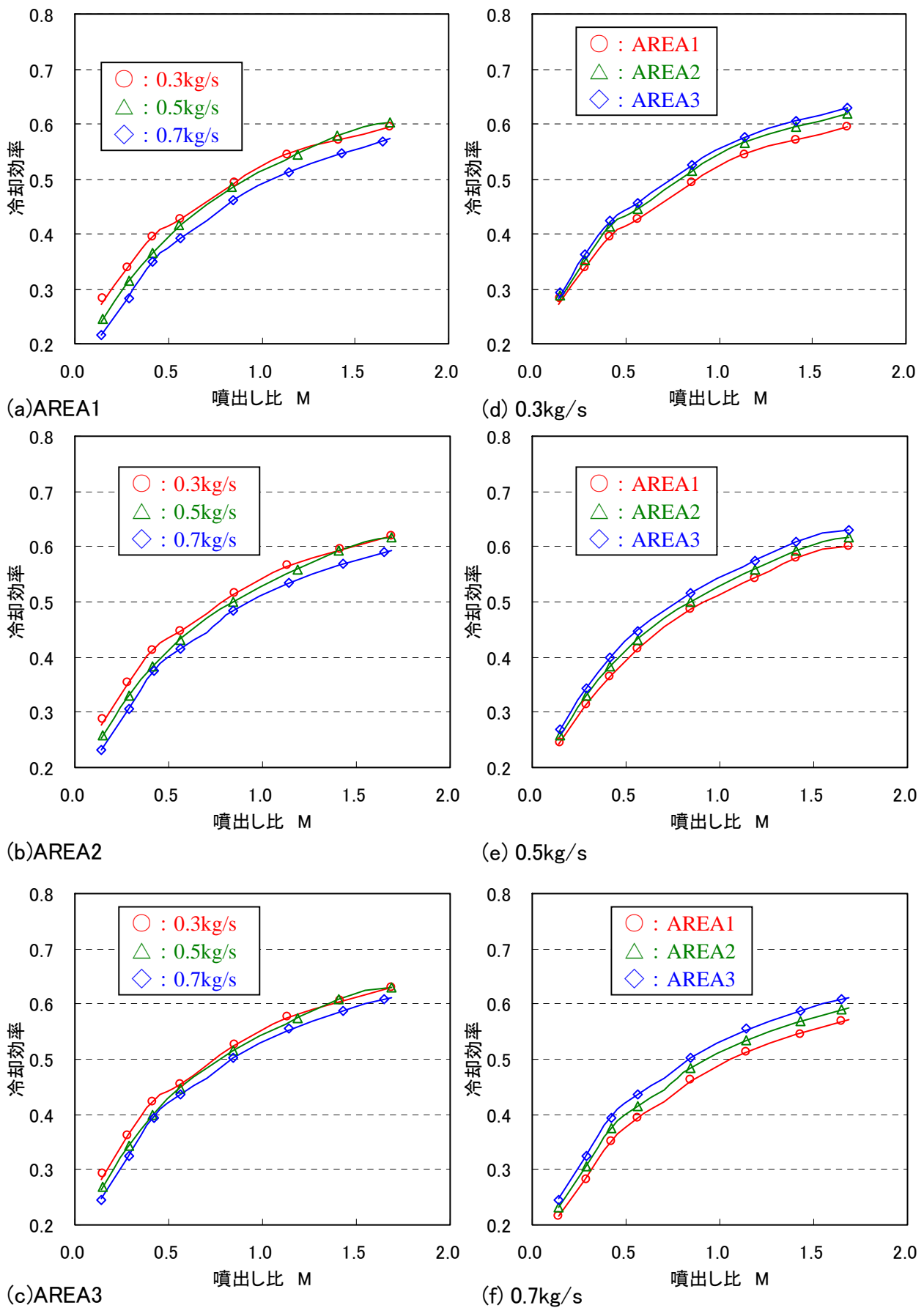


図 6-1-2 インピンジメント冷却試験体 B (IMP-B) の平均冷却効率

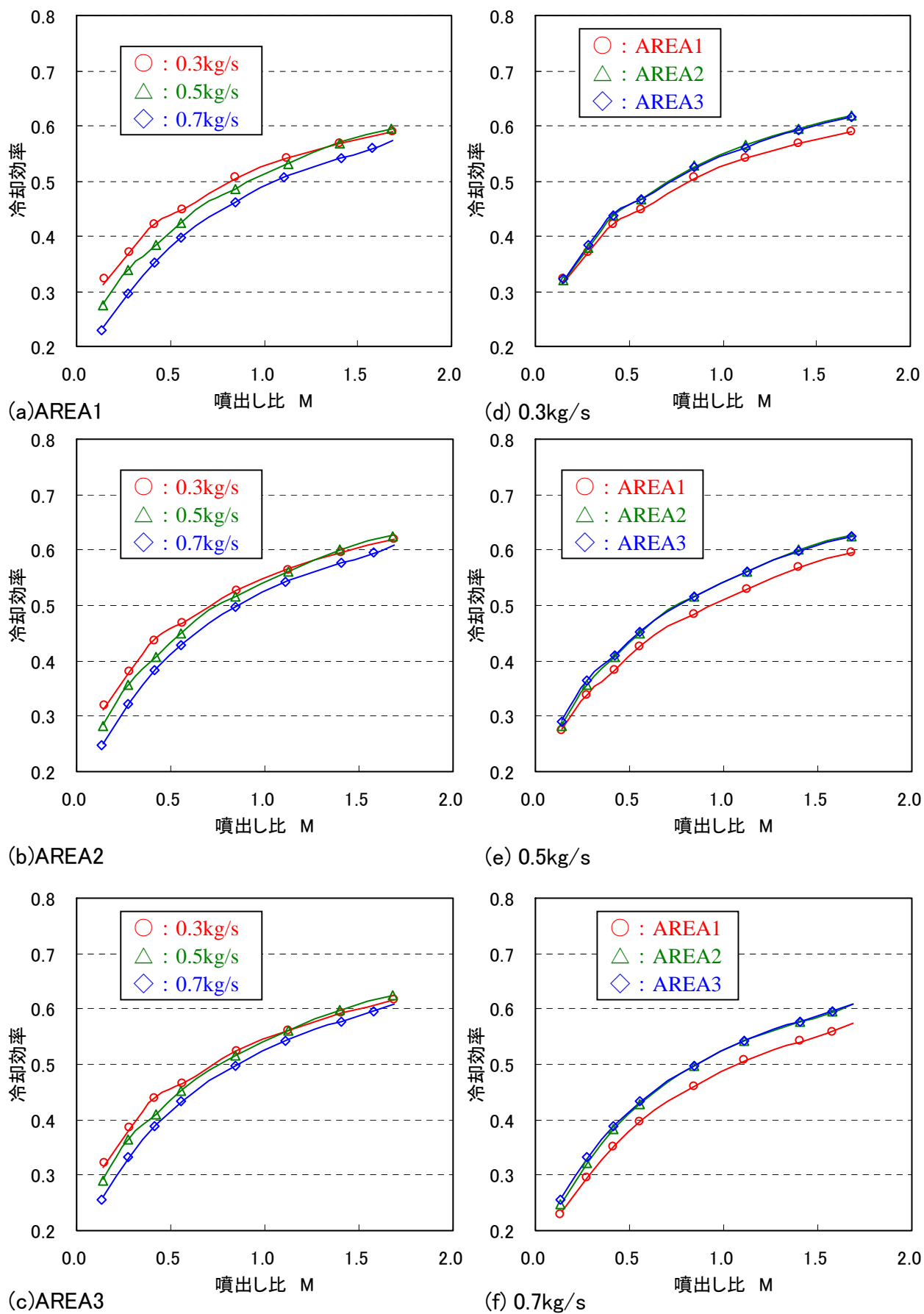


図 6-1-3 インピンジメント冷却試験体 C (IMP-C) の平均冷却効率

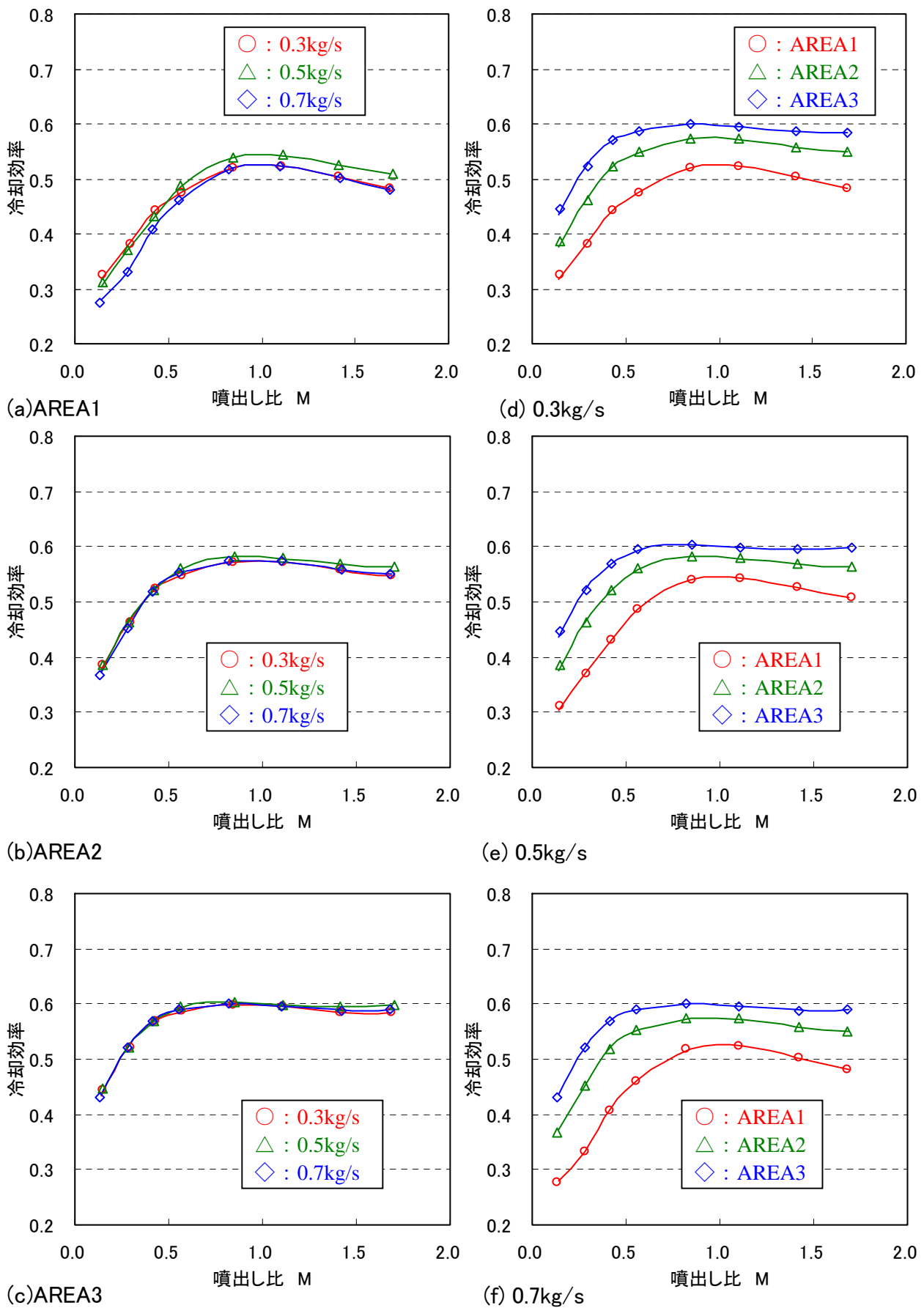


図 6-1-4 フィルム冷却試験体 A (FC-A) の平均冷却効率

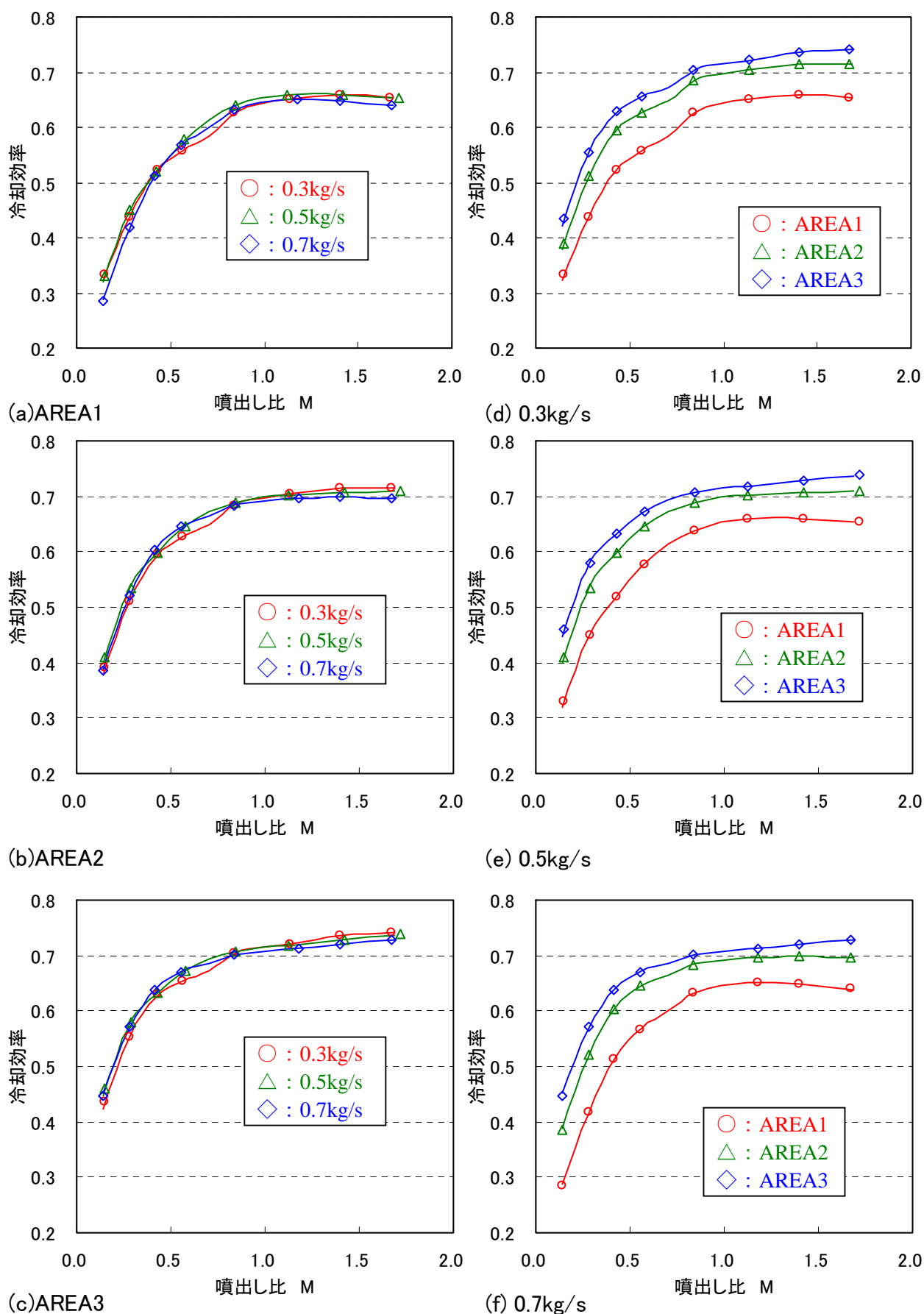


図 6-1-5 複合冷却試験体 A (FIM-A) の平均冷却効率

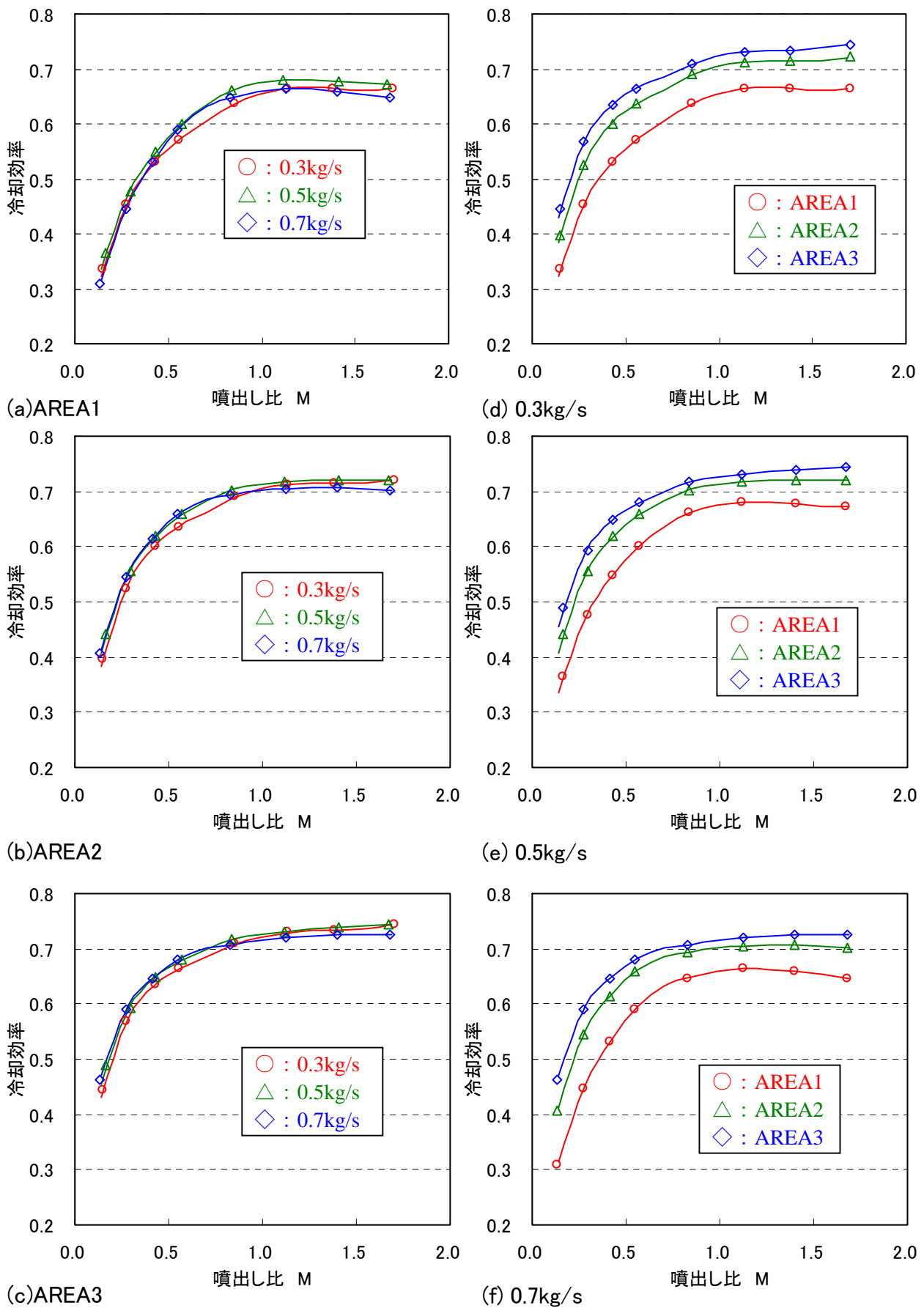


図 6-1-6 複合冷却試験体 B (FIM-B、千鳥) の平均冷却効率

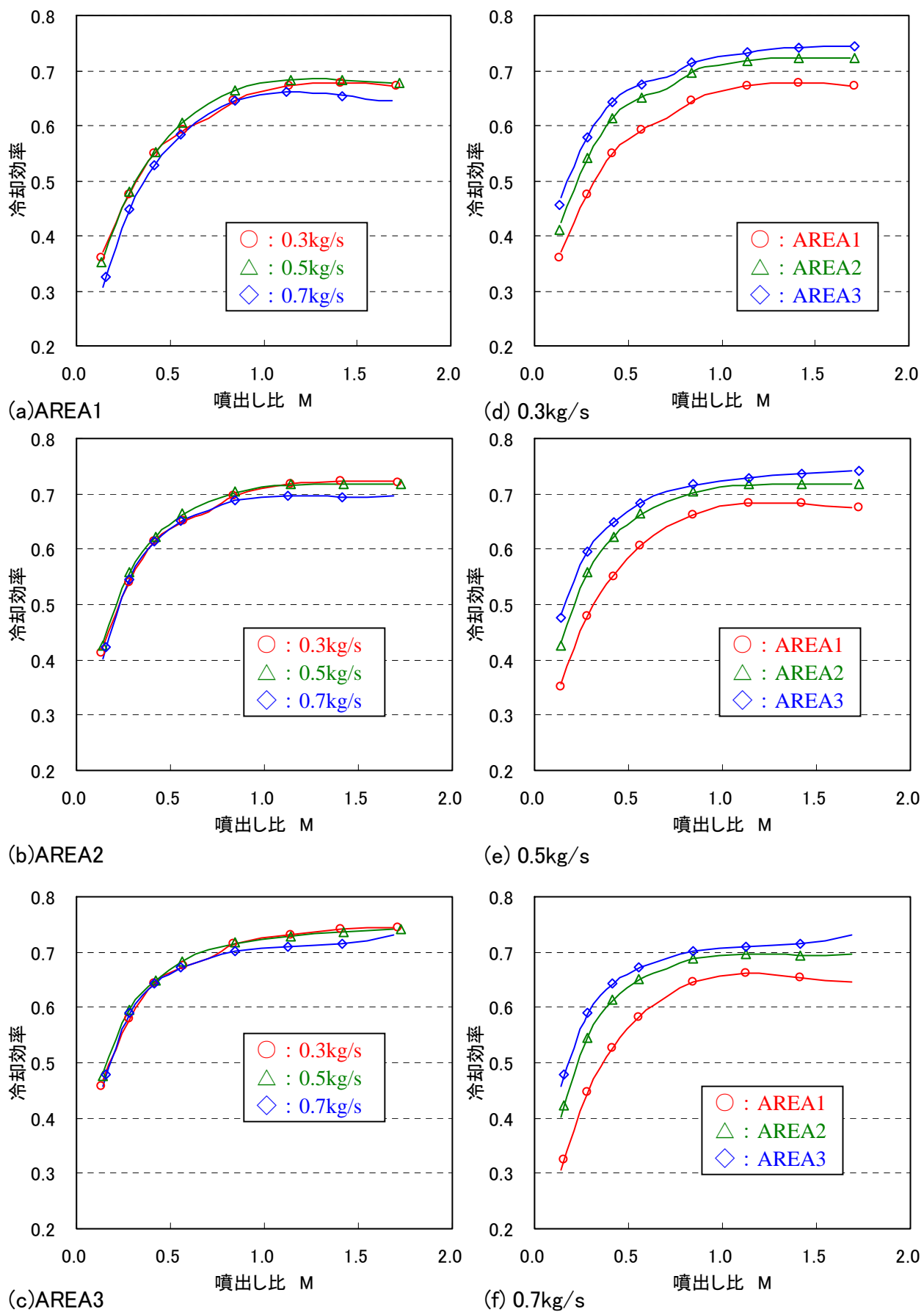


図 6-1-7 複合冷却試験体 C (PFI) の平均冷却効率

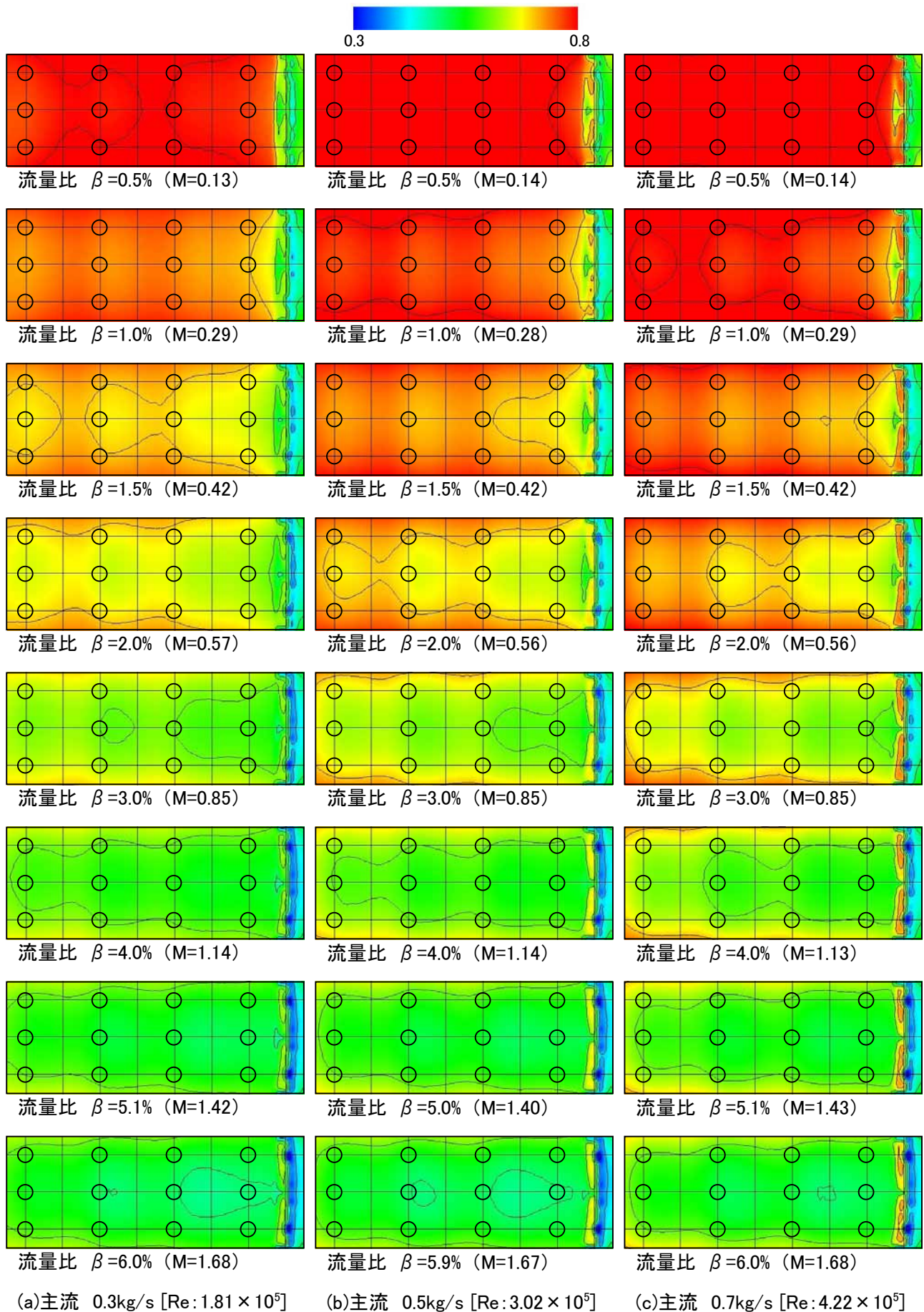


図 6-2-1 インピジメント冷却試験体 A (IMP-A) の冷却効率分布

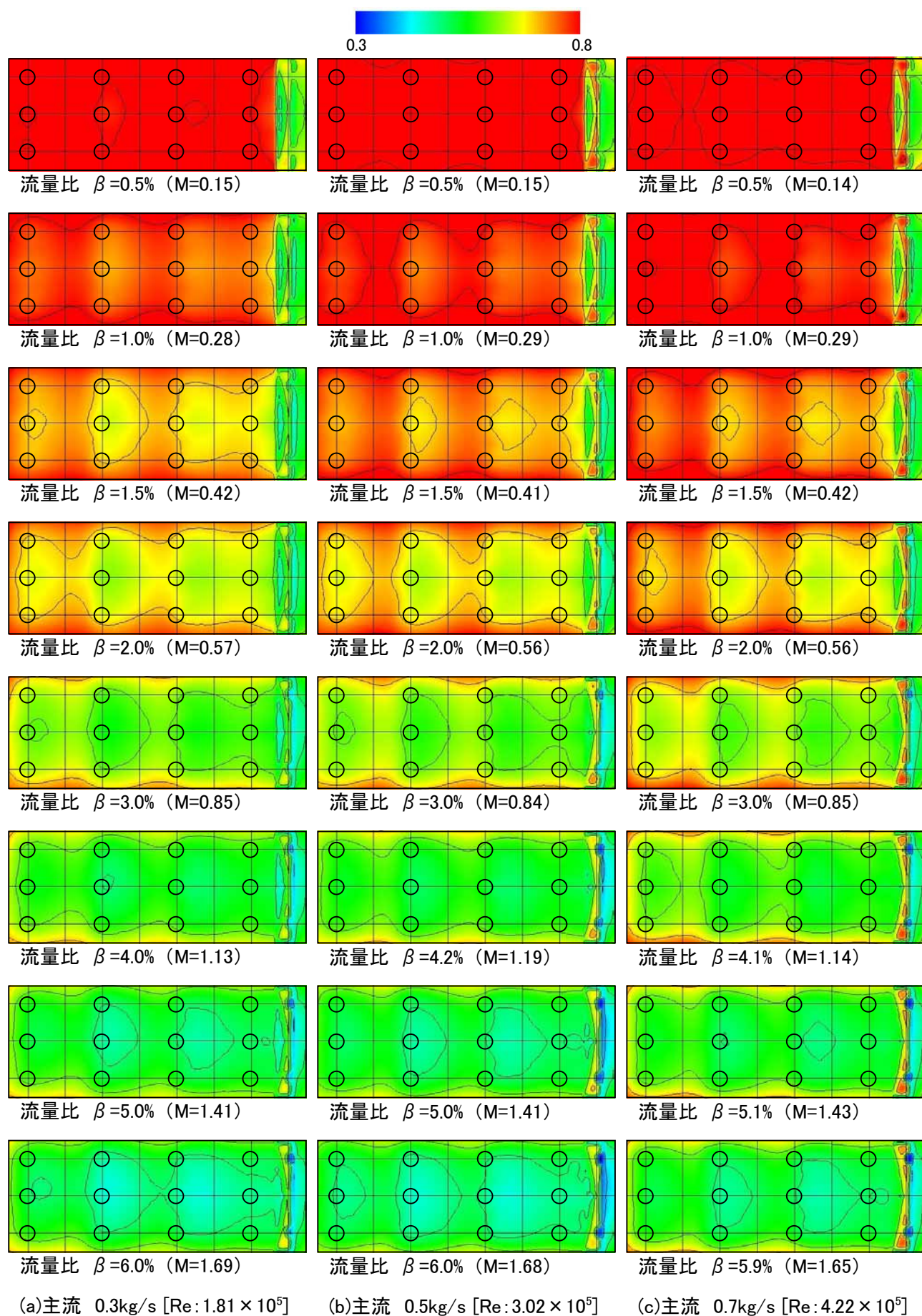


図 6-2-2 インピジメント冷却試験体 B (IMP-B) の冷却効率分布

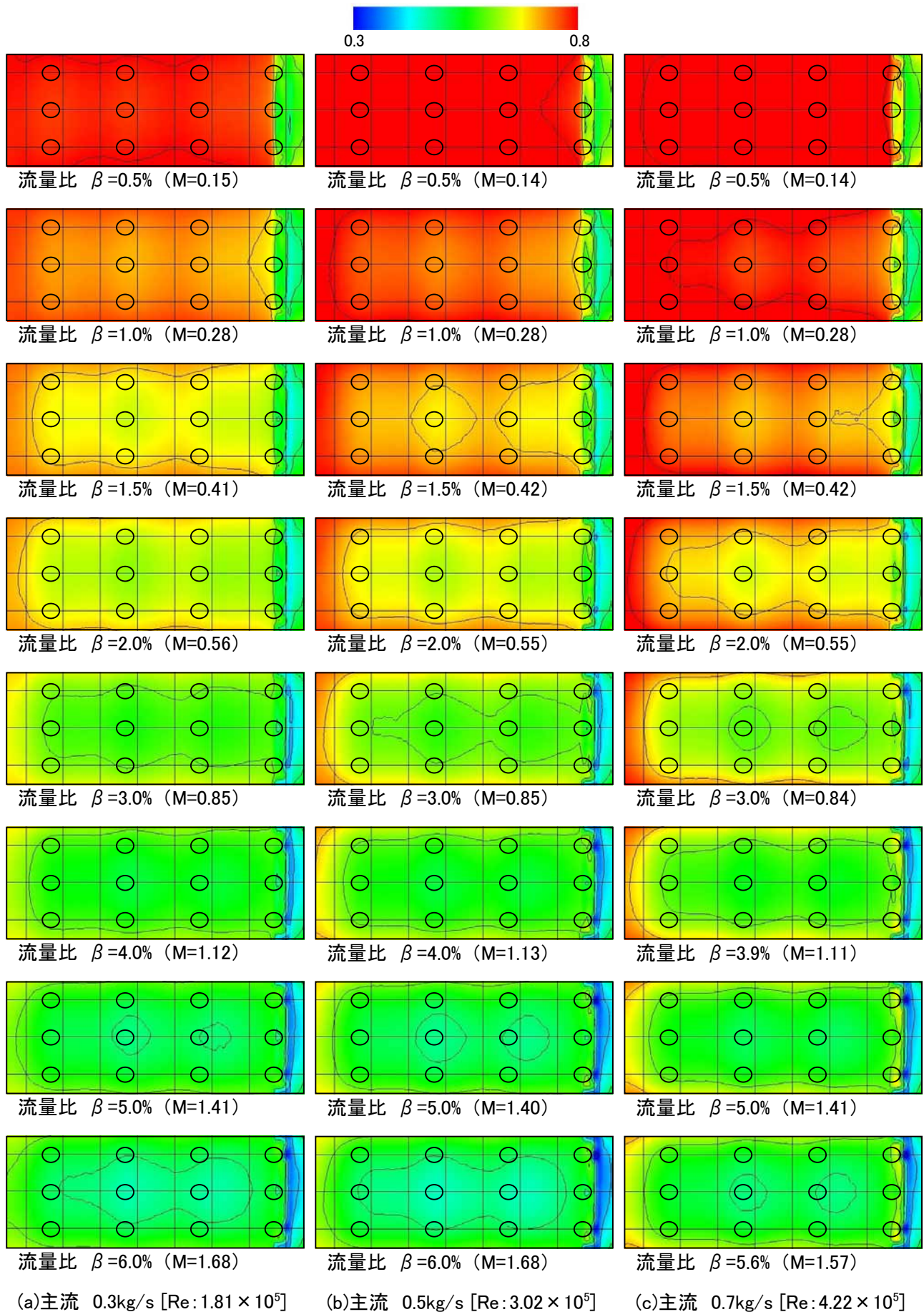


図 6-2-3 インピジメント冷却試験体 C (IMP-C) の冷却効率分布

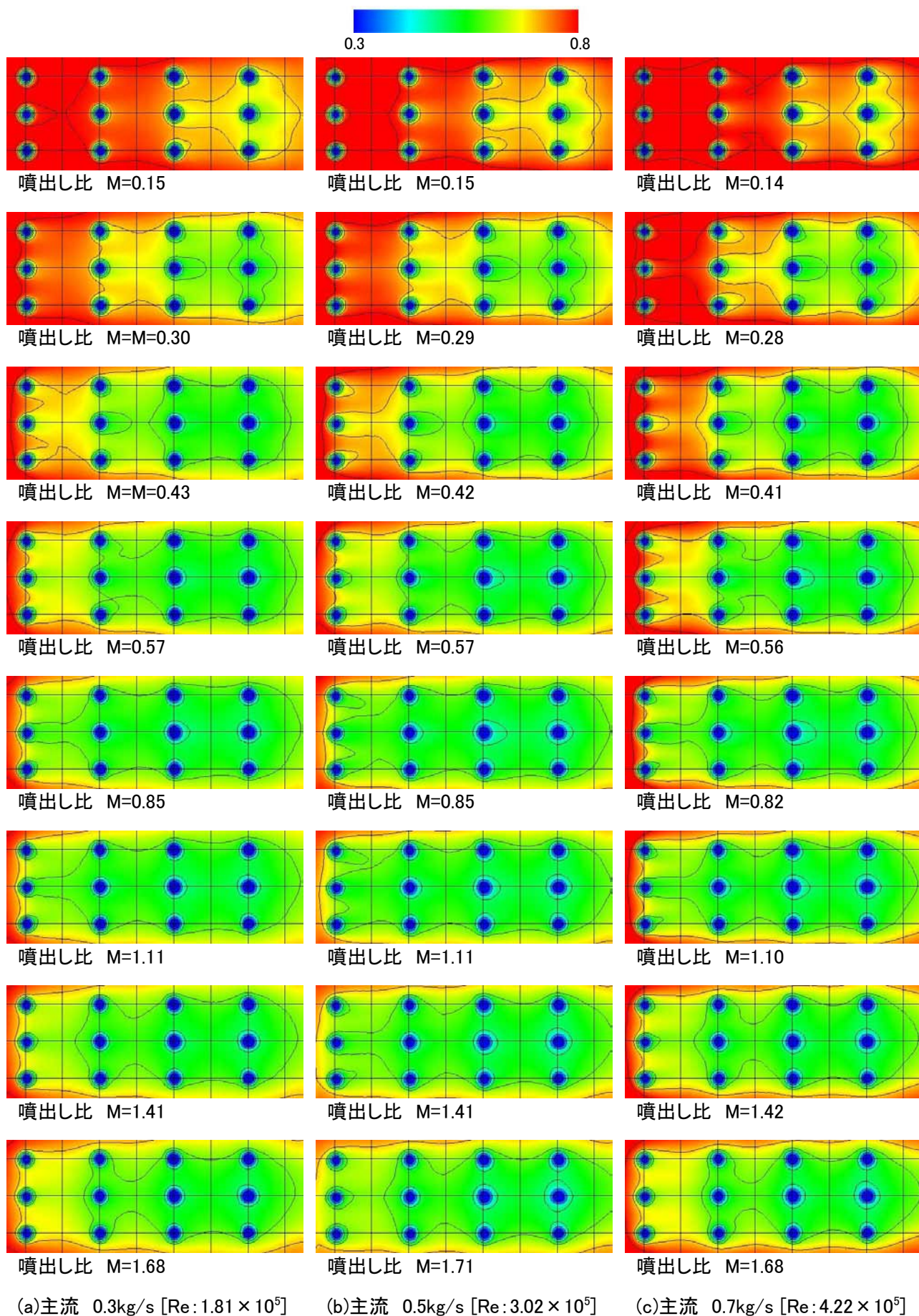


図 6-2-4 フィルム冷却試験体 A (FC-A) の冷却効率分布

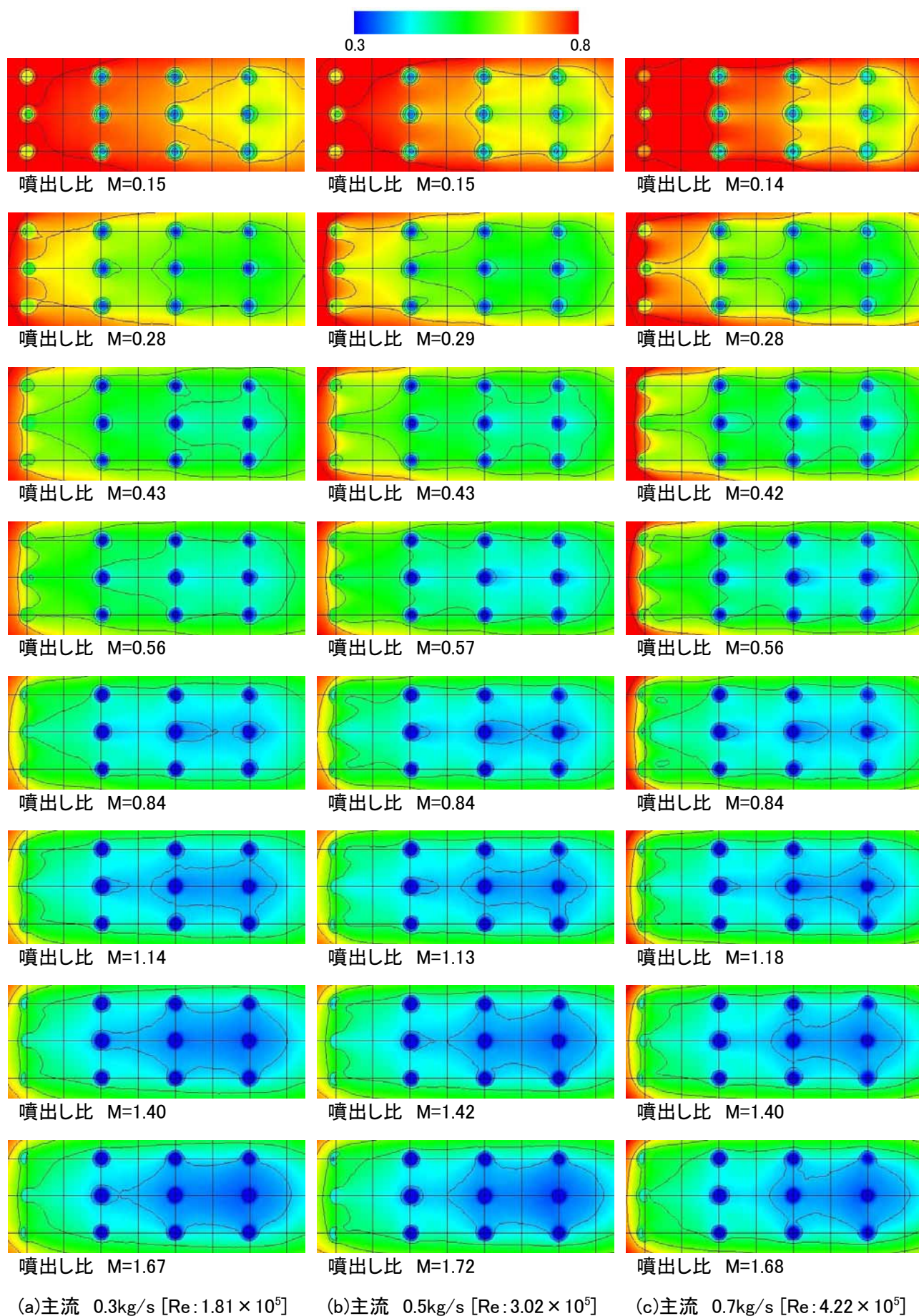


図 6-2-5 複合冷却試験体 A (FIM-A) の冷却効率分布

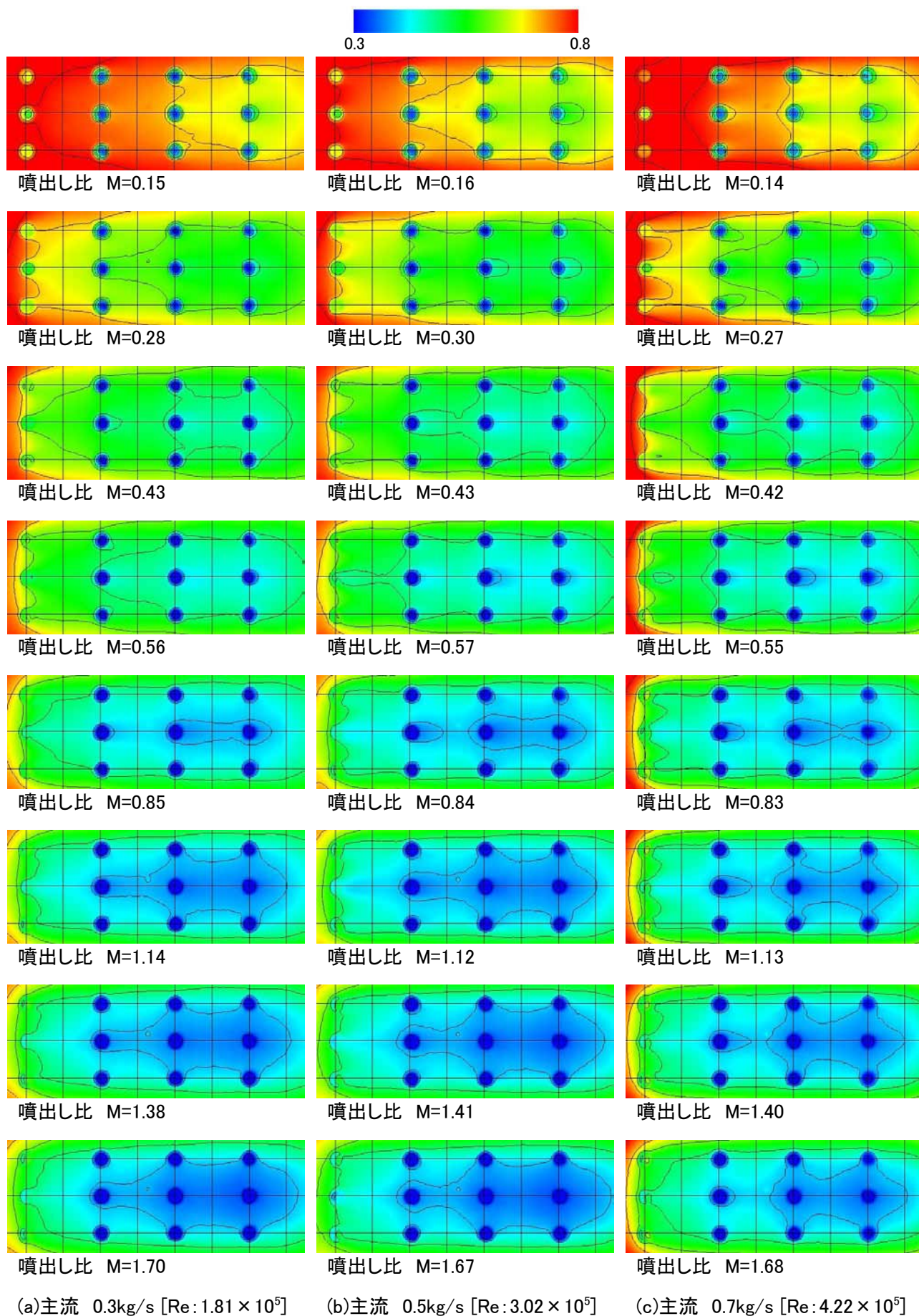


図 6-2-6 複合冷却試験体 B (FIM-B) の冷却効率分布

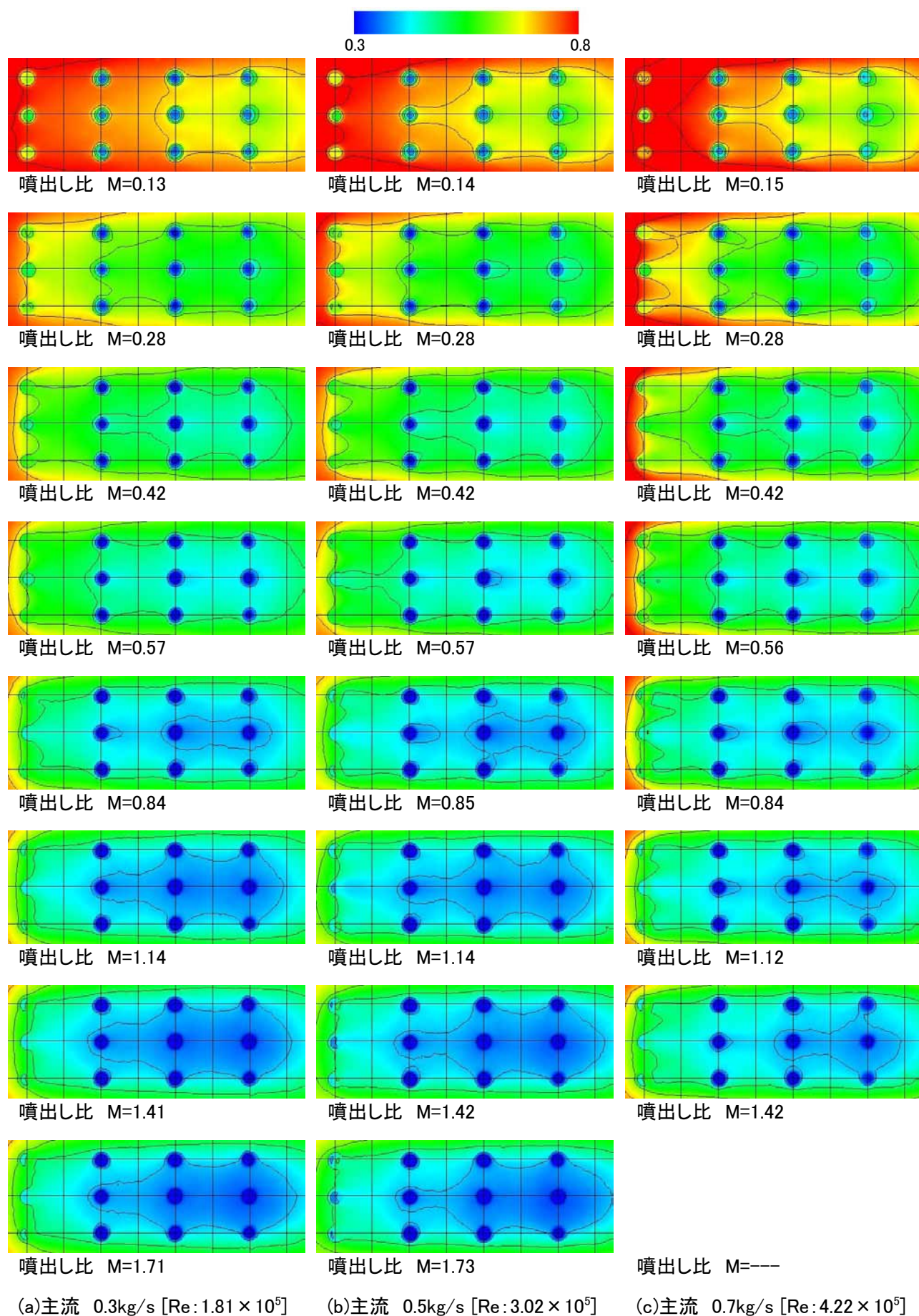


図 6-2-7 複合冷却試験体 C (PFI) の冷却効率分布

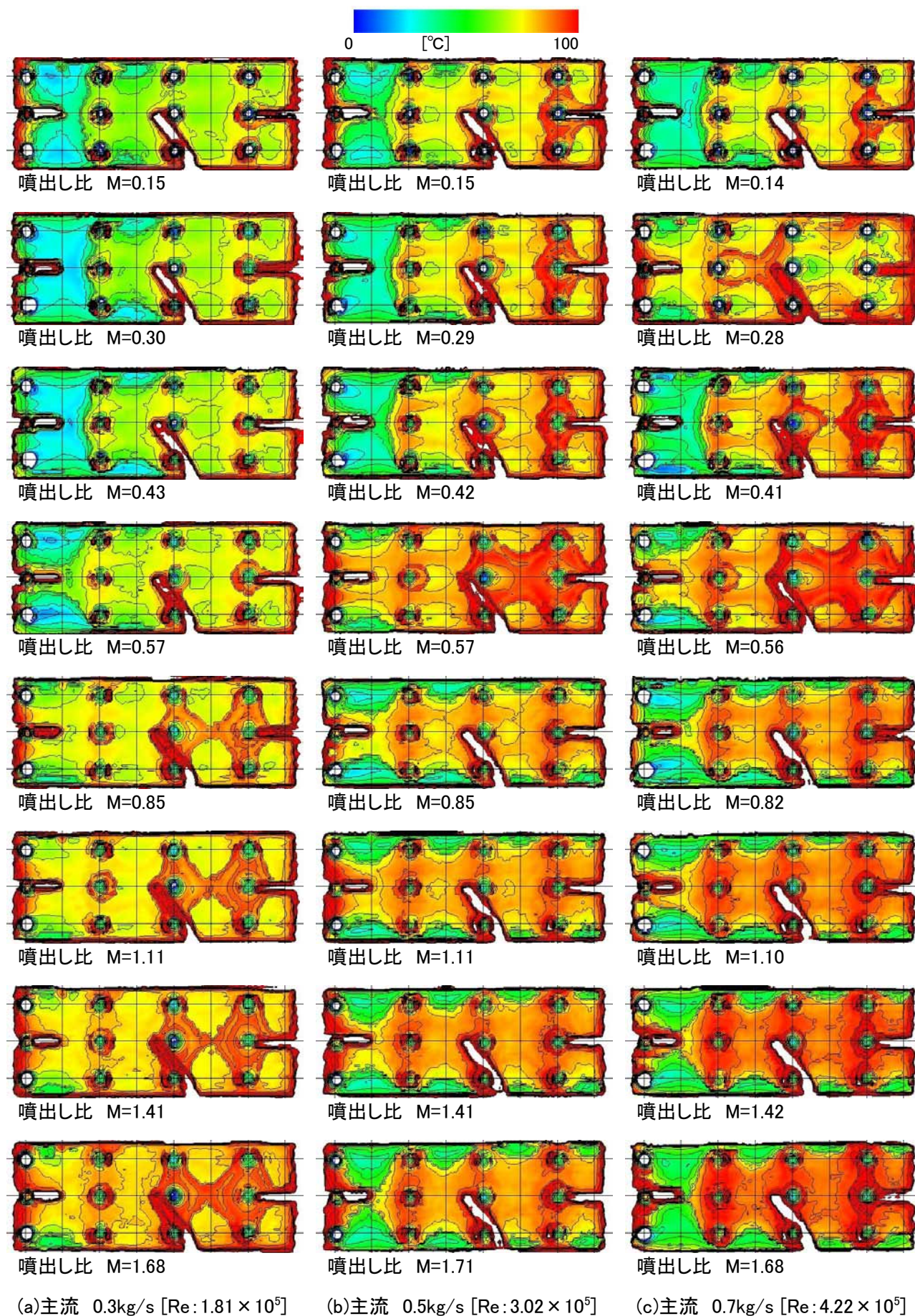


図 6-3-1 フィルム冷却試験体 A (FC-A) の表裏温度差

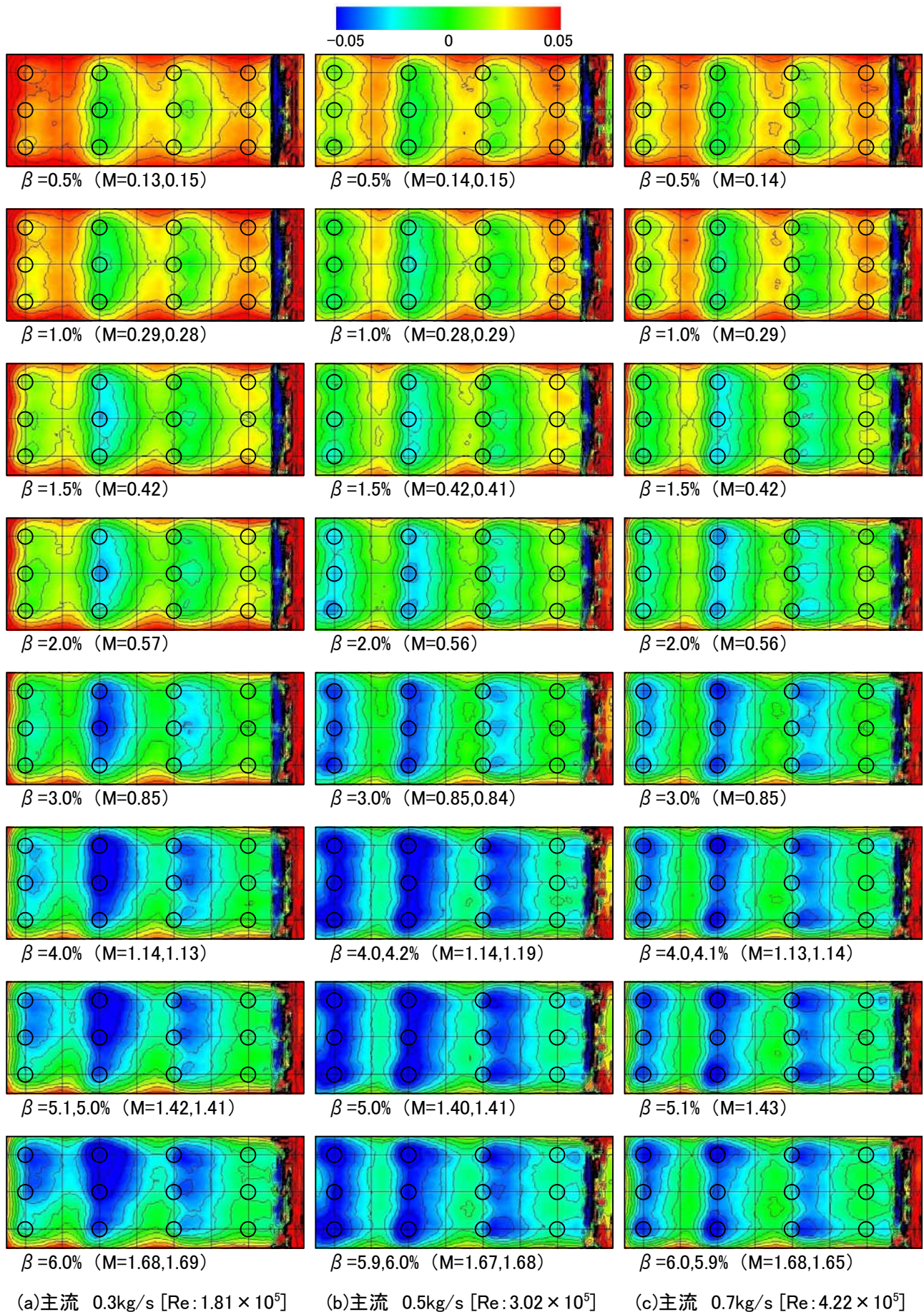


図 6-4-1 IMP-A (3mm)と IMP-B (1mm) の冷却効率の比較

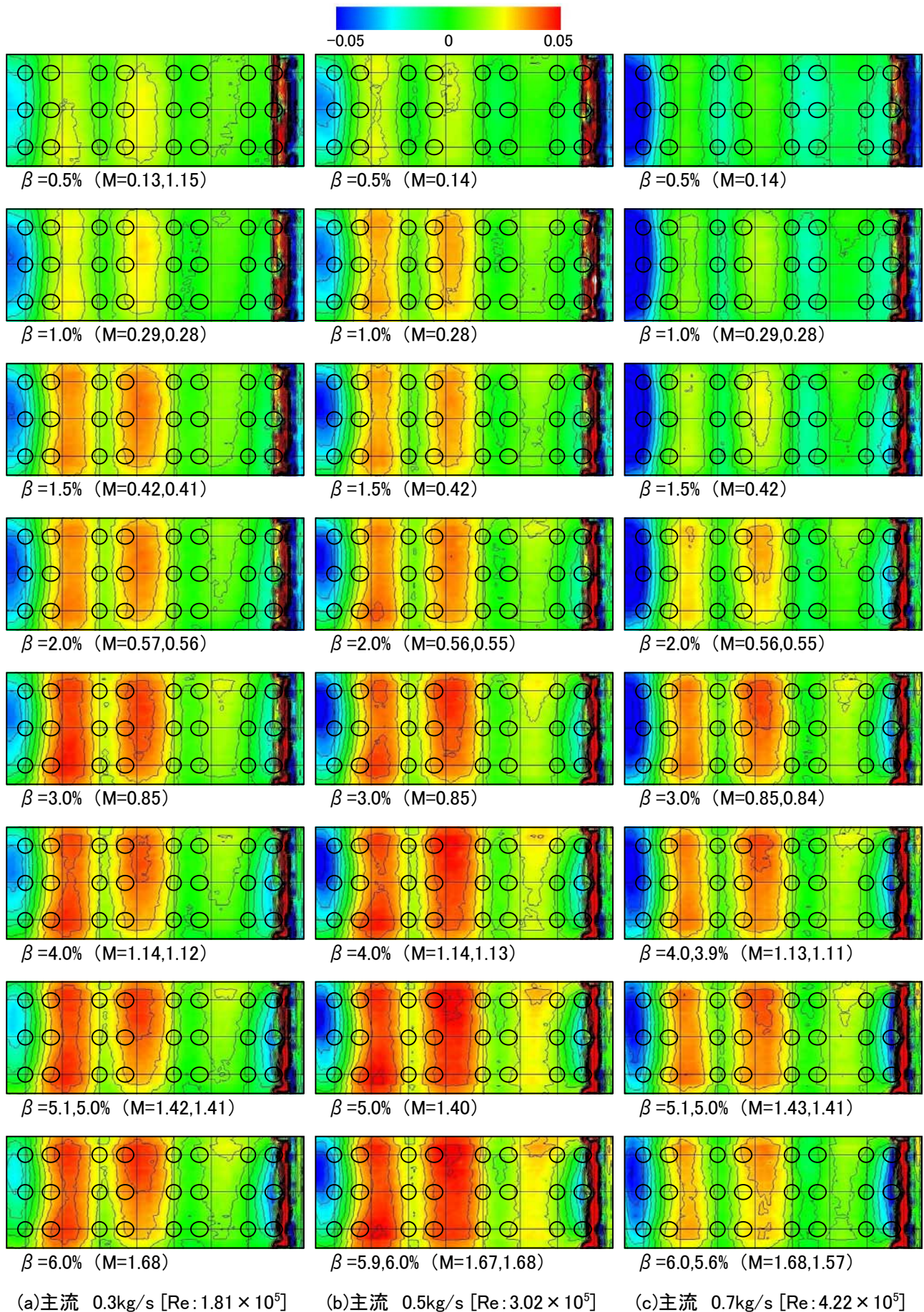


図 6-4-2 IMP-A と IMP-C (斜め噴射) の冷却効率の比較

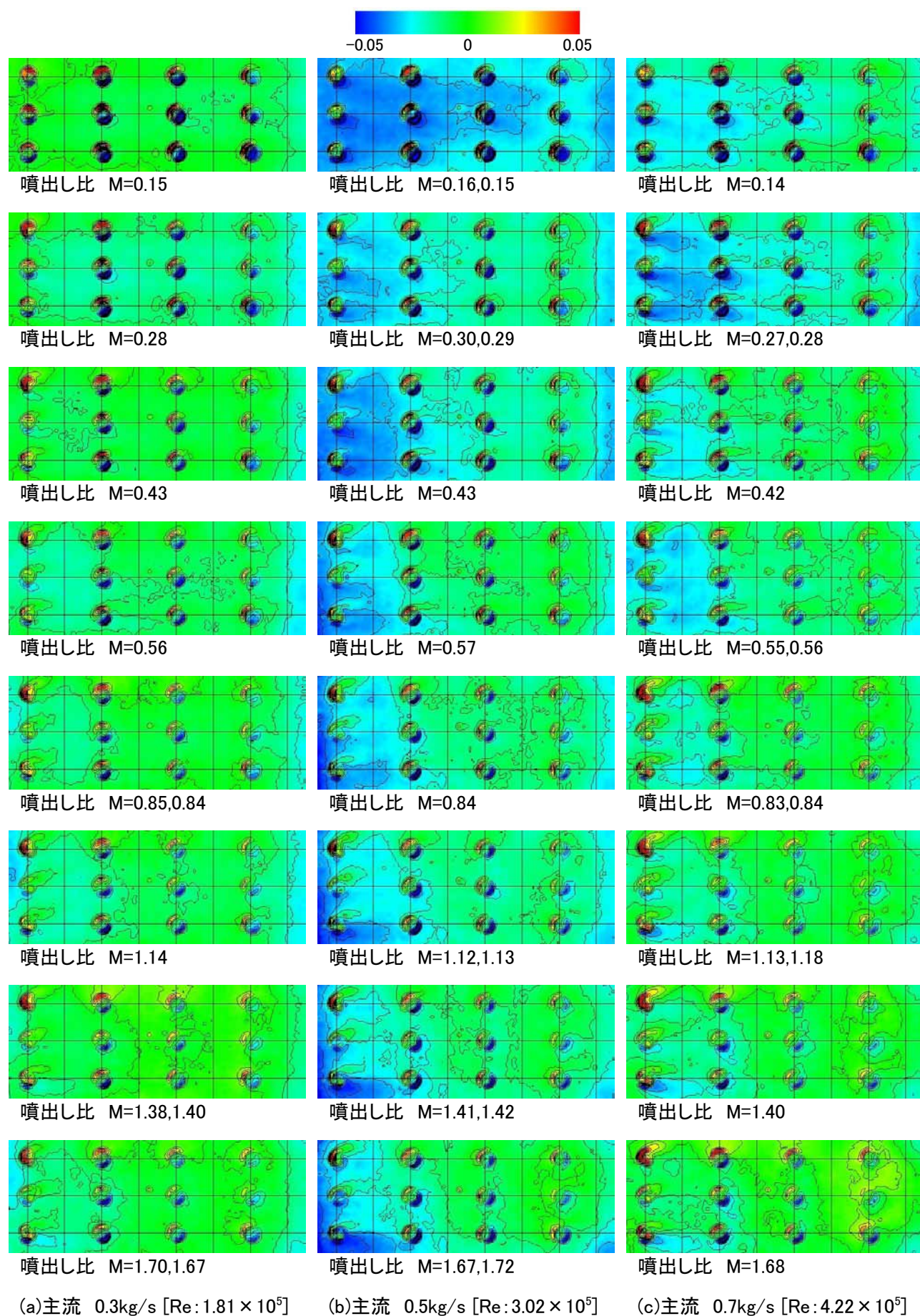


図 6-4-3 FIM-B(千鳥)と FIM-A の冷却効率の比較

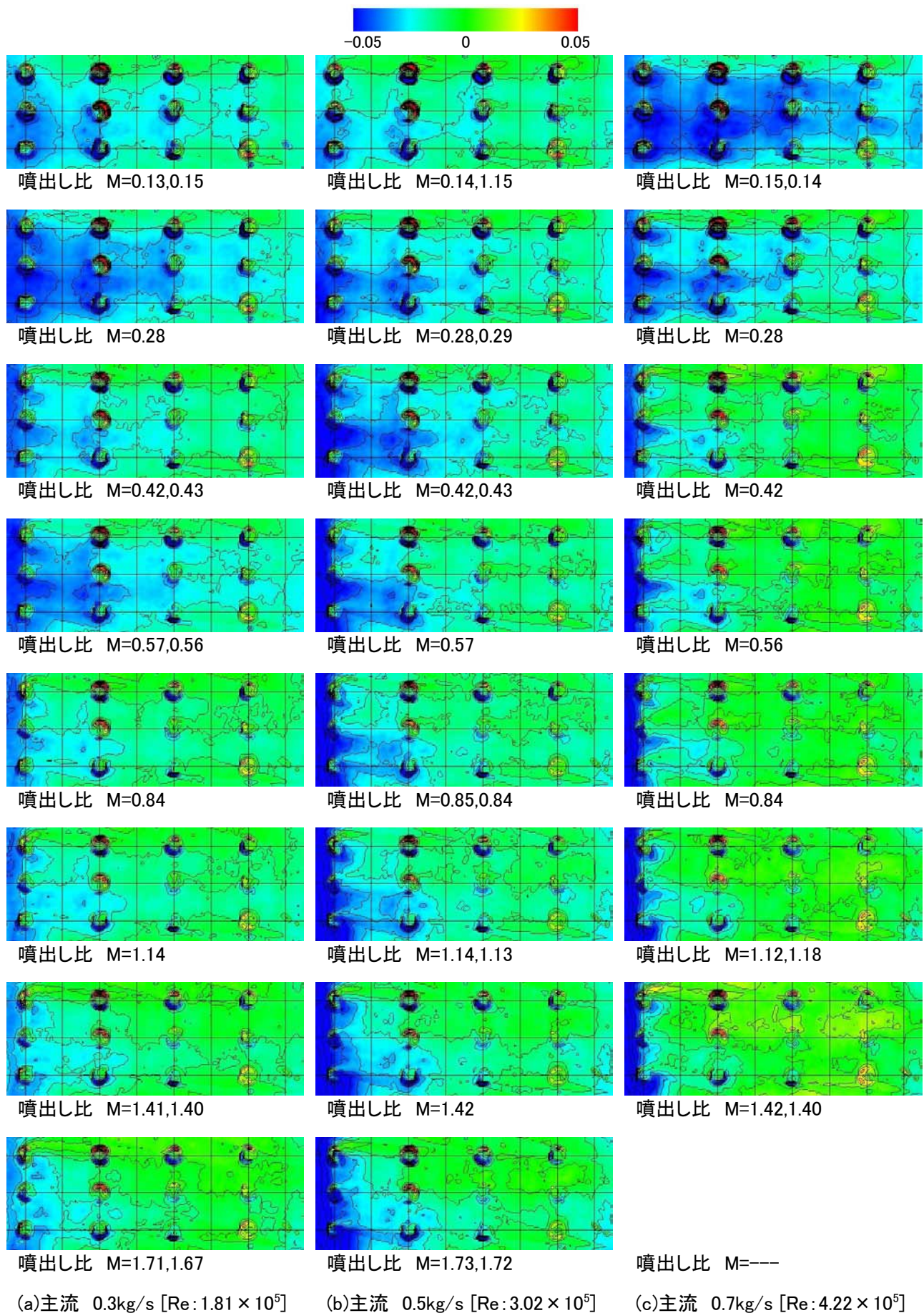


図 6-4-4 PFI(ピンフィン)と FIM-A の冷却効率の比較

宇宙航空研究開発機構研究開発報告 JAXA-RR-06-027

発 行 平成 19年 3月 30日

編 集・発 行 宇宙航空研究開発機構

〒182-8522 東京都調布市深大寺東町 7-44-1

URL: <http://www.jaxa.jp/>

印 刷・製 本 弘久写真工業(株)

本書及び内容についてのお問い合わせは、下記にお願いいたします。

宇宙航空研究開発機構 情報システム部 研究開発情報センター

〒305-8505 茨城県つくば市千現 2-1-1

TEL: 029-868-2079 FAX: 029-868-2956

© 2007 宇宙航空研究開発機構

※ 本書の一部または全部を無断複写・転載・電子媒体等に加工作することを禁じます。

