

インレット・フィンによる遠心圧縮機の作動域拡大

Enhancement of Centrifugal Compressor Operating Range by Use of Inlet Fins

玉 木 秀 明 技術開発本部 技監 博士（工学） 技術士（機械部門）
大内田 聡 技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部
海 野 大 技術開発本部基盤技術研究所解析技術研究部 主査
田 中 隆 太 航空宇宙事業本部技術開発センター要素技術部
山 口 諭 株式会社 IHI ターボ 理事 生産設計開発部 部長

過給機用圧縮機の作動点はエンジン加速時には、圧縮機のサージ状態に近づく傾向にある。また、エンジンの最大出力時には、それに見合う大流量が求められている。つまり、過給機用遠心圧縮機にはインペラの低速回転数域でサージ流量を低減し、高速回転数域ではチョーク流量の維持もしくは増大が求められている。このうち、インペラのチョーク流量の確保は比較的容易である。このため、低速回転数域でのサージ流量の低減化技術が過給機性能の差別化には重要になる。過給機用圧縮機の場合、低速回転数域で入口再循環流を発生しやすい。この入口再循環流は流量の減少に伴い吸込み配管内上流に向けて発達する。本稿では、まず、一次元モデルによって入口再循環流が圧縮機の安定運転を妨げる要因になる可能性を示した。次に、流れの可視化技術を用いて供試圧縮機（過給機用圧縮機）の低速回転数域で入口再循環流が発生していることを明らかにした。さらに、入口再循環流の発達を抑制するため、小型のフィンをインペラ上流へ設置した。この結果、供試圧縮機の高速回転数域における特性を維持したまま、低速回転数域のサージ流量を低減することに成功した。

The operational points of a turbocharger compressor have a strong tendency to approach its surge conditions (stability limit) during an engine's acceleration period, particularly under low-engine speed conditions. Hence there are expectations for a method for shifting the stability limit on a compressor low-speed line toward a lower flow rate. Inlet recirculation is often observed in a centrifugal compressor with a vaneless diffuser near a surge and under low compressor-speed conditions. The reverse flow caused by the inlet recirculation grows in a compressor-inlet pipe in the upstream direction. Firstly, this paper discusses the effect of inlet recirculation on compressor characteristics by considering a 1-D model and the potential that the growth of inlet recirculation has shown for destabilizing compressor operations. Secondly, the flow in a compressor-inlet pipe of a turbocharger was shown using visualization technologies, namely, oil flow and PIV (Particle Image Velocimetry), confirming the existence of inlet recirculation in the tested compressor. Furthermore, the effect of small fins mounted in a compressor-inlet pipe on inlet recirculation and compressor characteristics under low-speed conditions was investigated. Small fins are called inlet fins in this paper. According to test results, inlet fins showed great promise in shifting the compressor stability limit toward a low flow rate during inlet recirculation.

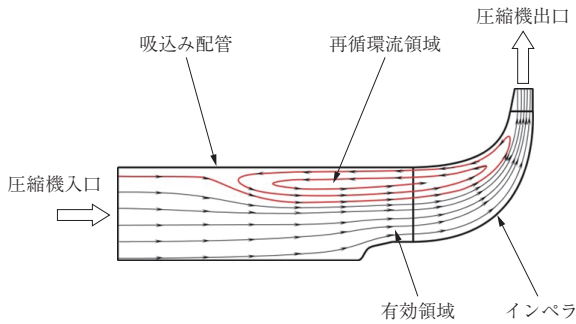
1. 緒 言

ターボ圧縮機は限られた流量範囲内でのみ運転が可能である。圧縮機が一定回転数で運転されているとする。圧縮機の構成要素であるインペラまたはディフューザ内の流速が音速（チョーク）に達するとき、その流量が運転可能な最大流量になる。一方、運転可能な最小流量は、旋回失速もしくはサージ（異音を伴う激しい振動現象）が発生する流量となる。

過給機を搭載したダウンサイジングエンジンは乗用車の燃費を著しく改善させる⁽¹⁾。これらの過給機に用いられる遠心圧縮機の作動点は、エンジン加速時には、圧縮機のサージ域に近づく傾向にある。一方で、エンジンの最大出力時には、それに見合う大流量が求められている。つま

り、過給機用遠心圧縮機にはインペラの低速回転数域でサージ流量を低減し、高速回転数域ではチョーク流量の維持もしくは増大が求められている。このうち、インペラのチョーク流量を確保する設計は比較的容易である。このため、低速回転数域でのサージ流量低減化技術が過給機性能の差別化には重要になる。

過給機に用いられるような、羽根なしディフューザを有する遠心圧縮機は、サージ近傍で入口再循環流が発生しやすい。ここで、入口再循環流とは、**第1図**に示すようにインペラ入口から上流に放出された流体が、圧縮機入口に取り付けられた吸込み配管内をインペラへ流入してくる流れと合流し再びインペラに戻ってくる現象を指す⁽²⁾。遠心圧縮機に発生する入口再循環流に関する実験的研究は少ないが、圧縮機を設計する際に行う CFD (Computational



第 1 図 入口再循環流発生時の子午面流線⁽²⁾
Fig.1 Meridional stream line of inlet recirculation⁽²⁾

Fluid Dynamics) を用いたインペラ翼 1 ピッチの定常解析結果に (現実に存在するかどうかは別として) 入口再循環流の発生を目にすることは少なくない⁽³⁾。Harley らは同様の方法に基づく解析を複数の過給機用圧縮機インペラに適用し、入口再循環流による逆流部の面積と運転条件の関係を導出し⁽⁴⁾、Qui らの入口再循環流に関する損失予測モデルの改善を提唱している⁽⁵⁾。実験的には、Andersen らが、圧縮機の吸込み配管のさまざまな管軸方向位置に熱電対を配置し過給機用圧縮機インペラで発生する (逆流) 入口再循環流の発達を計測している⁽⁶⁾。

後述するように、この入口再循環流の発生は、圧縮機特性 (圧力比と流量の関係 : P-Q カーブ) に正の勾配をもたらす可能性がある。圧縮機特性が正の勾配をもつ領域では、通常、圧縮機はサージを引き起こしやすく接続配管の流動抵抗と圧縮機特性の勾配がある条件を満足する場合にのみ、サージを回避した運転が可能である。このため、入口再循環流の発生および発達を抑制することがサージ流量低減につながることを期待される。

本研究では、小型のフィン (以降、インレット・フィンと呼ぶ) を圧縮機吸込み配管へ設置し、入口再循環流の成長を抑制することを試みた。この結果、高速回転数域での圧縮機性能を変化させることなく、サージ流量を減少させることに成功した。本稿では、文献 (7) に最新のデータを追加し報告する。

2. 記号

本稿で使用する記号を以下に示す。

- C_p : 定圧比熱 (J/kg/K)
- C_u : 周方向速度 (m/s)
- C_z : 軸方向速度 (m/s)
- m : 圧縮機流量 (kg/s)
- m_d : 基準流量 (kg/s)

Mu : 周速マッハ数 ($= u_2 / (\gamma R_g T_0)^{0.5}$)

γ : 比熱比

N : 回転数 (rpm)

P : 静圧 (Pa)

R_g : 気体定数 (J/kg/K)

r : 半径 (m)

T_0 : 全温または圧縮機入口全温 (K)

u_2 : 周速 ($= 2\pi r_2 N / 60$) (m/s)

z : 軸方向位置 (m)

η : 圧縮機効率

π : 圧縮機圧力比 (Total to Total) または円周率

ρ : (静) 密度 (kg/m³)

R : 翼端部の半径 (m)

c : 翼端隙間 (m)

C_a : 翼端隙間部の軸方向流速 (m/s)

F_w : 翼端隙間部の流体がケーシング壁面から受ける力 (N/m²)

F_t : 翼端隙間部の流体が翼側にある翼端近傍の流体から受ける力 (N/m²)

k_1 : 係数 (粘性係数に相当) (Pa·s)

C_z : 翼側にある翼端近傍の流体の軸方向流速 (m/s)

E : インペラ翼から流体に伝達される仕事 (J/kg/s)

u : 翼端部の周速 ($= 2\pi r N / 60$) (m/s)

ω : 角速度 ($= 2\pi N / 60$) (rad/s)

β_{b1} : インペラ翼端部羽根角度 (度)

k_2 : 比例係数 (-)

ΔE_f : インペラを通過する流体のもつ角運動量 (kg·m²/s)

h : 比エンタルピー (J/kg)

添え字

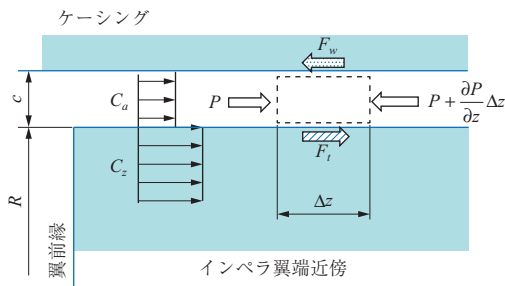
1 : インペラ前縁

2 : インペラ出口

b : 逆流

3. 一次元 (1-D) モデルによる入口再循環流に関する考察

入口再循環流の発生条件を考える。第 2 図にインペラ翼端近傍およびインペラ翼端隙間部の流れの模式図を示す。この部分の軸方向の運動量のバランスを考える。 F_w 、 F_t をそれぞれ流体がケーシング壁面と翼端部の流体から受ける単位面積当たりの力とすると、運動量保存則から以下の式が導かれる。



第2図 インペラ翼端近傍およびインペラ翼端隙間部の流れ
Fig.2 Schematic of flow near and between impeller tips

$$\frac{\partial}{\partial z}(2\pi R c \rho C_a^2) \Delta z = (F_t - F_w) 2\pi R \Delta z - \frac{\partial P}{\partial z} \Delta z 2\pi R c \dots (1)$$

ここで $(F_t - F_w)$ は、インペラ翼端部近傍の流体がもつ軸方向速度成分 C_z と壁面上の速度（壁面は滑りなしの条件から速度は 0 となる）との差（速度勾配）に比例すると考えられる。そこで、

$$k_1 \frac{C_z}{c} = F_t - F_w \dots (2)$$

とおく。インペラ翼端部の半径 R が軸方向に変化が小さいと仮定すると、

$$\rho \frac{\partial C_a^2}{\partial z} = k_1 \frac{C_z}{c^2} - \frac{\partial P}{\partial z} \dots (3)$$

となる。インペラ翼端隙間部に逆流が発生する条件は、力のバランスから、

$$0 > k_1 \frac{C_z}{c^2} - \frac{\partial P}{\partial z} \dots (4)$$

が成立する場合であり、発生クライテリア（判断基準）は、

$$k_1 \frac{C_z}{c^2} - \frac{\partial P}{\partial z} = 0 \dots (5)$$

となる。インペラ翼前縁を考えたとき、インペラ翼端部のオイラー式（単位時間・単位質量当たり流体にインペラ翼から伝達される仕事）は、入口予旋回を 0 とすると、

$$\Delta E = u C_u \dots (6)$$

角速度を ω とするとインペラ翼端部を通過する単位質量流量当たりの流体に作用する力 F は、

$$F = \frac{\Delta E}{\omega R} = C_u = u - C_z \tan \beta_{b1} \dots (7)$$

この F はインペラ翼端部の負荷（正圧面と負圧面の圧力差）に比例する。インペラ翼前縁近傍のインペラ翼負荷を ΔP_{p-s} とおくと、

$$F = k_2 \Delta P_{p-s} \dots (8)$$

よって、

$$C_z = \frac{u - k_2 \Delta P_{p-s}}{\tan \beta_{b1}} \dots (9)$$

(5) 式と (9) 式から流量、すなわち軸方向速度 C_z が減少し、インペラ翼負荷（インシデンス角）がある値を超えると、インペラ翼自身の作り出す逆圧力勾配によって入口再循環流が発生する。また、(4) 式から、インペラ翼前縁に剥離が発生する $C_z = 0$ の状態でも入口再循環流が発生する。

第3図に入口再循環流を伴うインペラ周辺の流れの模式図⁽⁷⁾を示す。図の位置 1-2 の間の角運動量差 ΔL_{1-2} は、以下のように表される。

$$\Delta L_{1-2} = m r_2 C_{u2} - \left[\int_{r_{1a}}^{r_0} r C_u (2\pi r \rho C_z) dr + \int_{r_0}^{r_{1s}} r C_u (2\pi r \rho C_z) dr \right] \dots (10)$$

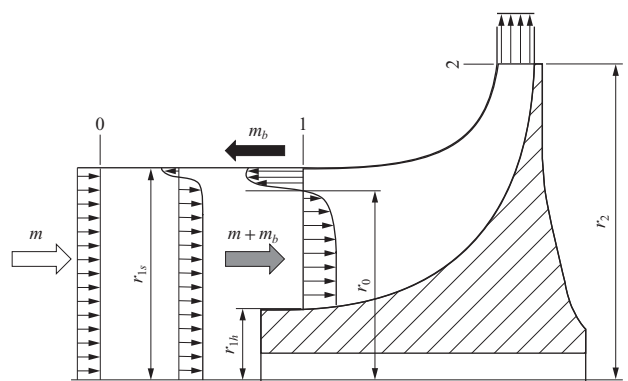
ここで r_0 は、軸方向速度が 0 となる半径位置を示す。インペラによって流体に単位時間当たり供給される仕事 W は、

$$W = \omega \Delta L_{1-2} = (m u_2 C_{u2} - \Delta E_f) + \Delta E_b \dots (11)$$

$$\Delta E_f = \int_{r_{1a}}^{r_0} u C_u (2\pi r \rho C_z) dr \dots (11a)$$

$$\Delta E_b = \int_{r_0}^{r_{1s}} u C_u (2\pi r \rho (-C_z)) dr \dots (11b)$$

ω はインペラの角速度、 u は半径 r と ω の積である。 ΔE_b はインペラからインペラ上流へ流出する流体に与えられた仕事であり、 $(m u_2 C_{u2} - \Delta E_f)$ はインペラ出口から流出する流体に与えられる仕事である。 $-\Delta E_f$ はインペラ入口に回転と同方向の旋回（正の予旋回）が誘起されてい



(注) r_{1s} : インペラ入口シュラウド半径
 r_0 : 軸方向速度が 0 となる位置
 r_{1a} : インペラハブ半径
 r_2 : インペラ半径

第3図 入口再循環流を伴うインペラ周辺の流れ⁽⁷⁾
Fig.3 Schematic of flow in impeller with inlet recirculation⁽⁷⁾

ることに起因する。角運動量保存則を位置 0-1 間に適用する（検査体積は配管壁に沿ってとり、ボス部の影響は無視する）と以下の式が得られる。

$$\Delta E_b = \Delta E_f + \omega r_{1s} (-F_\theta) \quad (F_\theta < 0) \dots\dots\dots (12)$$

ここで F_θ は、位置 0-1 間の吸込み配管の壁面から流体が受けるせん断応力の総和を示す。(12) 式はインペラ上流へ流出した流体が、摩擦力を介してインペラへ流入する流体に角運動量を伝達する（正の予旋回を誘起する）ことを示している。

次に位置 0-2 間の全エンタルピー上昇を考える。理想気体のエンタルピーは定圧比熱と絶対温度の積で与えられる。インペラ上流に流出する流体のもつエンタルピー $C_p T_{0b}$ を、次のように仮定する。

$$C_p T_{0b} = C_p T_{01} + \beta(u_2 C_{u2} - \Delta E_f/m) \dots\dots\dots (13)$$

(13) 式では、インペラ上流へ流出する流体がインペラ内で得る仕事をインペラから流出する流体が得る全エンタルピー（右辺第 2 項の括弧内）の β 倍と仮定している。

位置 1 でインペラに流入する流体の全エンタルピー $C_p T_{01}$ は、

$$(m_b + m)C_p T_{01} = m_b C_p T_{0b} + m C_p T_0 \dots\dots\dots (14)$$

と表され、(13) 式を用いて (14) 式は以下のように表される。

$$C_p T_{01} = C_p T_0 + \beta m_b/m (u_2 C_{u2} - \Delta E_f/m) \dots\dots\dots (15)$$

圧縮機入口に相当する位置 0 へ流入した流体がインペラ出口位置 2 を通過することで得る全エンタルピー Δh_{0-2} は、

$$\Delta h_{0-2} = C_p T_{02} - C_p T_0 = (1 + \beta m_b/m)(u_2 C_{u2} - \Delta E_f/m) \dots\dots\dots (16)$$

となる。これに圧縮機効率 η を掛けたものが、圧力上昇に寄与するエンタルピーとなり、圧縮機の圧力比と以下の関係がある。

$$\pi = [1 + (\eta \Delta h_{0-2}) / (C_p T_0)]^{\gamma/(\gamma-1)} \dots\dots\dots (17)$$

流量の減少に伴って入口再循環流はインペラ上流に向け成長していく。この成長は、 $\beta m_b/m$ と $\Delta E_f/m$ の増加を伴う。このうち、 $\Delta E_f/m$ の増加はインペラから流体へ伝達される仕事の減少を引き起こし、圧縮機特性に正の勾配（流量の減少に伴う圧力比の減少）を生む可能性がある。すなわち、この入口再循環流に起因する予旋回の発達を抑制することができれば、サージ発生流量の低減が可能になる。また、 m_b を減少させることなく予旋回を抑えたとインペラから流体へ供給される仕事が増加することも分かる。

本稿では入口再循環流の成長を抑制するために、インレット・フィンを吸込み配管へ設置した。結果を以下に報告する。

4. 供試圧縮機特性

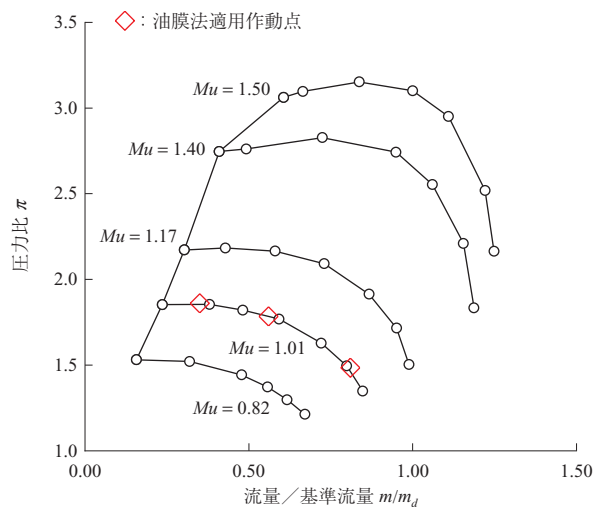
本稿で扱う過給機用遠心圧縮機インペラの主要寸法を第 1 表に示す。インペラの出口半径 r_2 は 25.5 mm、羽根枚数は 12 枚（長羽根 6 枚 + 短羽根 6 枚）である。

第 4 図に圧縮機特性を示す。サージの発生は圧縮機入口に設置した高応答圧力センサの信号と異音の有無によって判断した。本研究の目的は周速マッハ数（回転数に相当） $Mu = 0.82$ と 1.01 におけるサージ流量を、 $Mu = 1.50$ における最大流量を低下させることなく減少させることである。第 5 図に $Mu = 0.82, 1.01$ におけるインペラ前縁近傍およびインペラ後縁近傍における静圧特性を示す。図中の L は長羽根の高さを示す。第 5 図のデータには第 4 図に示すサージ流量よりも小流量のデータも含まれている。これらのデータは圧縮機のサージ流量以下で安定運転を維持するために圧縮機出口配管にオリフィス板を追加して得たものである。サージ流量付近でインペラ前縁および後縁において流量の減少に伴う静圧上昇が頭打ちになる。

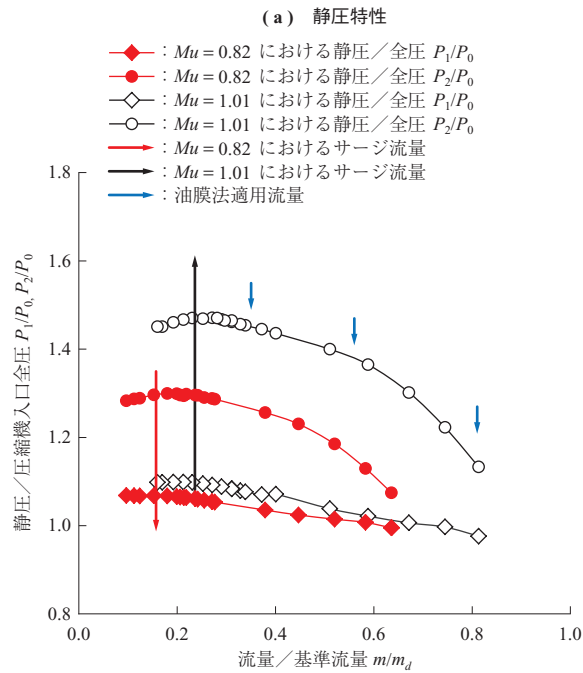
第 1 表 過給機用遠心圧縮機インペラの主要寸法
Table 1 Main impeller parameters of automotive turbocharger compressor

記号	r_{1s}/r_2	r_{1h}/r_{1s}	b_2/r_2	β_{b1s}	β_{b2}
仕様	0.77	0.29	0.13	61°	43°

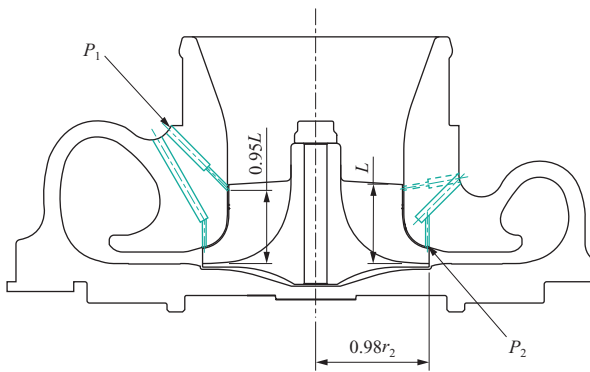
(注) r_{1s} : インペラ入口シュラウド半径
 r_{1h} : インペラ入口ハブ半径
 r_2 : インペラ出口半径
 b_2 : インペラ出口羽根高さ
 β_{b1s} : インペラ入口シュラウド羽根角
 β_{b2} : インペラ出口羽根角



第 4 図 圧縮機特性
Fig. 4 Compressor characteristics



(b) 静圧計測位置



(注) L : 羽根の高さ
 r_2 : インペラ半径
 P_1 : 静圧 (インペラ前縁近傍)
 P_2 : 静圧 (インペラ後縁近傍)

第 5 図 インペラ前縁近傍およびインペラ後縁近傍における静圧特性

Fig. 5 Static pressure characteristics at impeller inlet and exit

第 6 図に $Mu = 1.01$ における油膜法による流れの可視化結果を示す。 $m/m_d = 0.81$ (第 6 図 - (a)) では、インペラ前縁部まで配管内壁に管軸方向へ直線的に伸びる油膜模様が観察される。一方、最高効率点近傍 $m/m_d = 0.55$ (第 6 図 - (b))、サージ点近傍 $m/m_d = 0.35$ (第 6 図 - (c)) では、入口再循環流の発生によって、インペラ入口上流に螺旋状の油膜模様が現れる。

第 7 図に吸込み配管の各位置に熱電対を挿入し、壁面近傍の温度計測を行った結果 (軸方向温度分布) を示す。流量を絞るにつれて、逆流域の発達による温度上昇が見られる。いずれの Mu においても配管入口端には逆流域は到達していない。

第 8 図に、PIV (Particle Image Velocimetry) による吸込み配管内の流れの可視化結果を示す。第 8 図 - (a) に PIV 計測を行った圧縮機の作動点を示す。本試験では、アクリル製吸込み配管を用いたため、耐熱性の観点から試験条件を $Mu = 0.58$ としており、図中の作動点 A ~ D は第 7 図 - (a) に示した $Mu = 0.58$ における A ~ D と同じである。また、第 8 図 - (a) には、一次元計算で予測されるインペラシュラウドでのインシデンス角を付記している。第 8 図 - (b) は、計測 (可視化) 断面および計測 (可視化) 範囲を示す。本試験では、2 断面の流れ場の可視化を試みた。一つは、管軸中心を通る断面 (インペラ前縁からインペラ外径の 3.12 倍上流の位置から吸込み配管後端部の間) であり、もう一つは管軸に垂直な断面 (インペラ翼前縁からインペラ外径の 1.05 倍上流の位置) である。第 8 図 - (c) は管中央断面の速度分布を計測している。A, B では、配管は上流から下流へ向かう流体で満たされているが、C, D では、壁近傍に逆流域が見られ、C から D への流量の減少によって、その領域が

(a) $m/m_d = 0.81$

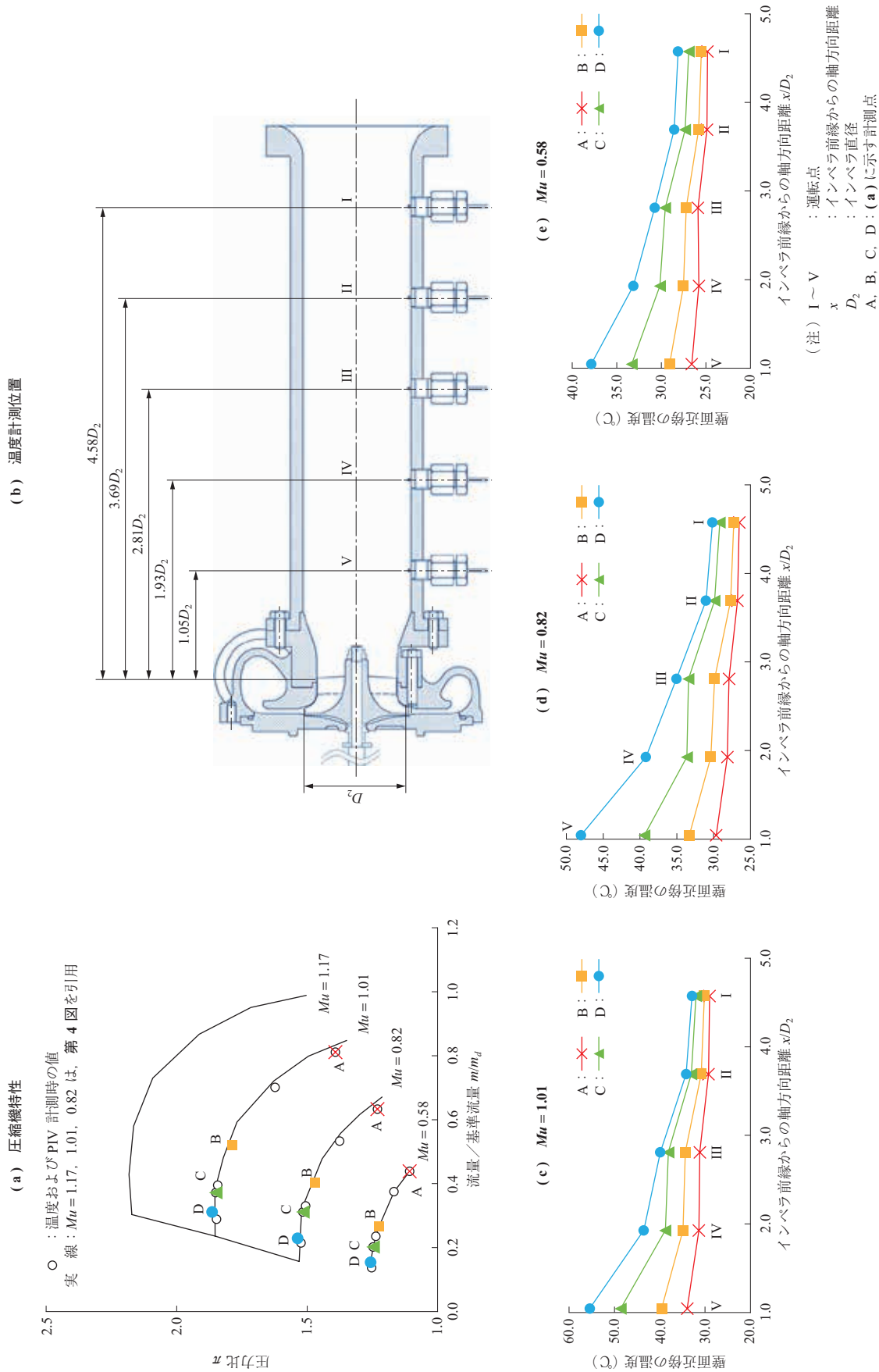
(b) $m/m_d = 0.55$

(c) $m/m_d = 0.35$

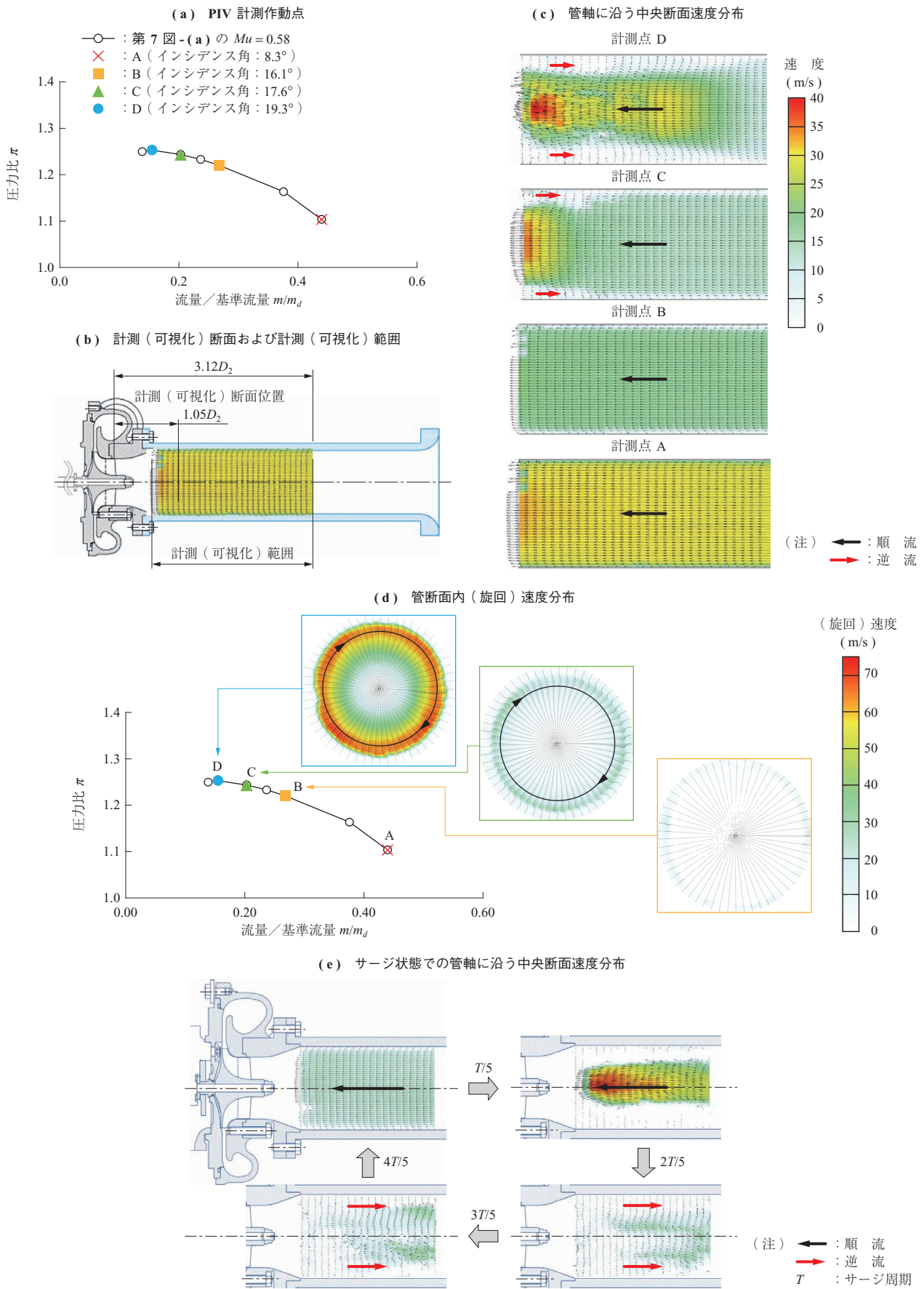


(注) 条件: $Mu = 1.01$

第 6 図 油膜法による可視化結果 (7)
 Fig. 6 Result of oil flow visualization (7)



第7図 吸込み管軸方向温度分布
 Fig. 7 Temperature distribution along suction pipe



第 8 図 PIV による流れの可視化結果
Fig. 8 Results of flow visualization with PIV

大していることが分かる。第 8 図 - (d) は、管断面内（旋回）の速度分布を示す。C および D で壁近傍に旋回流が発生している。壁付近には吸込み配管を遡上していく流れ、つまり入口再循環流が存在する。逆流域の発生による有効面積の減少によって、インペラへの軸方向流入流速が増加している。第 8 図 - (e) は、サージ状態での計測結果であり、 T はサージの周期を表す。本試験では $T = 0.2 \sim 0.24$ s であった。第 8 図 - (d) の C および D とは異なり、インペラ上流部分で流速がほぼ 0 となる領域が存在する。

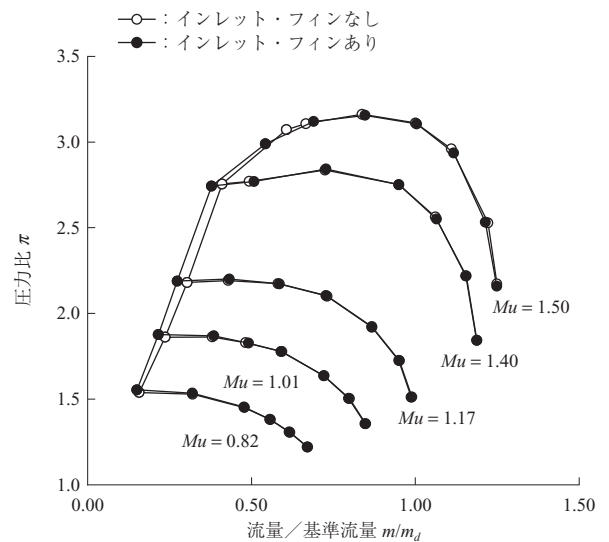
過給機用圧縮機インペラは小径のものでチョーク流量を最大化するように設計される。供試インペラの場合、 $Mu = 1.50$ のチョーク流量において、+3 度のインシデンス角をもつ設計となっている。このため $Mu = 1.01$ における最高効率点 ($m/m_d = 0.55$) におけるインシデンス角は 12 度となる。このことは、過給機用圧縮機が低速回転数域において入口再循環流を起こしやすく、サージ流量低減が困難であることを示している。

5. インレット・フィンを有する圧縮機性能

第 9 図にインレット・フィンの設置状況を示す。インレット・フィンにはインペラ前縁から 53 mm 上流に配置されている。フィンは、配管内を管軸方向に移動する流れに

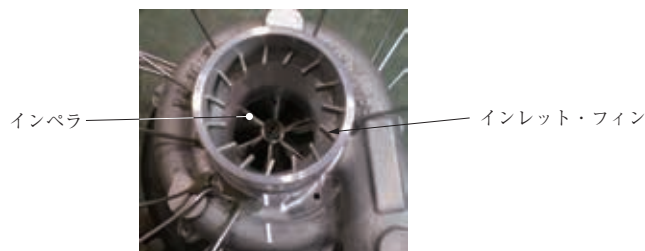
沿うように、管軸と平行に取り付けている。これらのフィンは吸込み配管正面から見たとき、半径に対して、インペラ回転の逆方向に 20 度傾いている。なお、この傾きを 0 度、インペラ回転と同方向に 20 度傾けたものも試験したが結果は変わらなかった。 $Mu = 1.50$ におけるチョーク流量の減少を回避するため、インレット・フィンの内径はインペラ入口径と同じに設計されている。

第 10 図に、インレット・フィンの有無による圧縮機特性の比較を示し、第 11 図に、 $Mu = 0.82, 1.01$ および

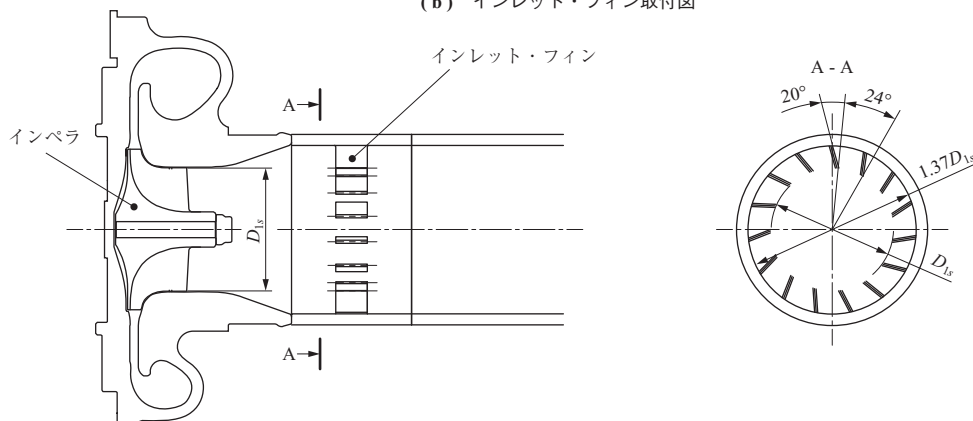


第 10 図 インレット・フィンの有無による圧縮機特性の比較
Fig. 10 Comparison of compressor characteristics with and without inlet fins

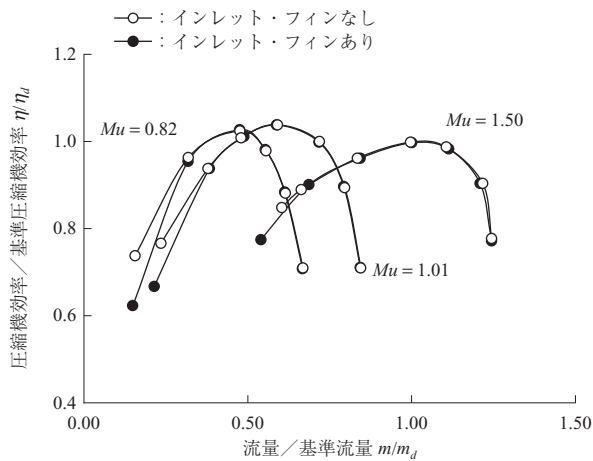
(a) インレット・フィン外観



(b) インレット・フィン取付図



第 9 図 インレット・フィン⁽⁷⁾
Fig. 9 Tested inlet fins⁽⁷⁾



第 11 図 インレット・フィンの有無による圧縮機効率の比較
 Fig. 11 Comparison of compressor efficiency with and without inlet fins

1.50 におけるインレット・フィンの有無による圧縮機効率の比較を示す。また、第 2 表に以下の式で定義されるサージ改善率 Δm_s を示す。ここでサージ流量は圧縮機が安定して運転できる最小流量である。Mu = 0.82, 1.01 のサージ流量を Mu = 1.50 の最大流量を維持したまま減少させることに成功している。また、Mu = 0.82, 1.01 におけるサージ近傍の特性曲線の傾きが負となり、圧縮機特性の安定化が成されている。サージ流量近傍を除けば効率の低下はみられない。後述するように、この圧縮機効率の低下は、入口再循環流がインレット・フィンの位置に達したことを暗示している。

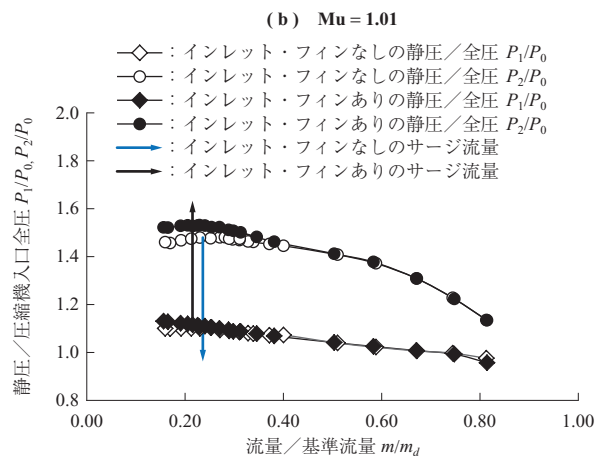
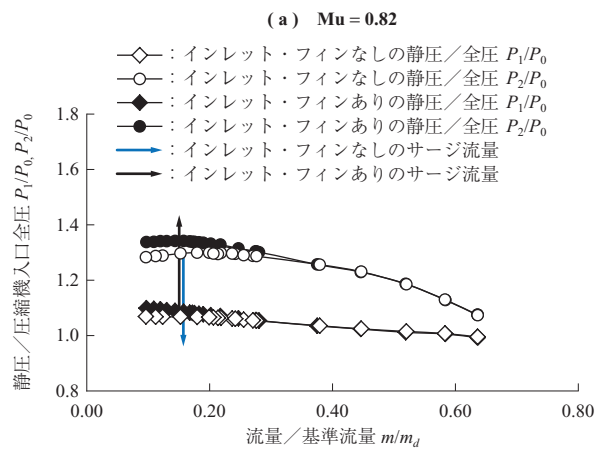
第 12 図にインレット・フィンの有無によるインペラ前縁近傍および後縁近傍の静圧の比較を示す。第 12 図には比較のために第 5 図のデータも併記した。インレット・フィンの設置は、インペラ前縁、インペラ出口の圧力特性に負の勾配を与え、圧縮機特性を安定化している。また、静圧の極大点を小流量側に移行させている。

インレット・フィンの有無による流れ場の違いを調べるために、CFD による流れ解析を行った。計算には RANS (レイノルズ平均モデル) を用いた自社開発のコードを用いた。インレット・フィンとインペラのそれぞれ 1 ピツ

第 2 表 インレット・フィンによるサージ改善率
 Table 2 Surge improvement rate due to use of inlet fins

Mu (-)	Δm_s (%)	サージ以下の式
0.82	4.6	$\Delta m_s = \left(1 - \frac{\text{インレット・フィンあり時のサージ流量}}{\text{インレット・フィンなし時のサージ流量}} \right) \times 100 \text{ (\%)}$
1.01	9.8	
1.17	11.0	
1.40	8.5	

(注) Mu : 周速マッハ数
 Δm_s : サージ改善率

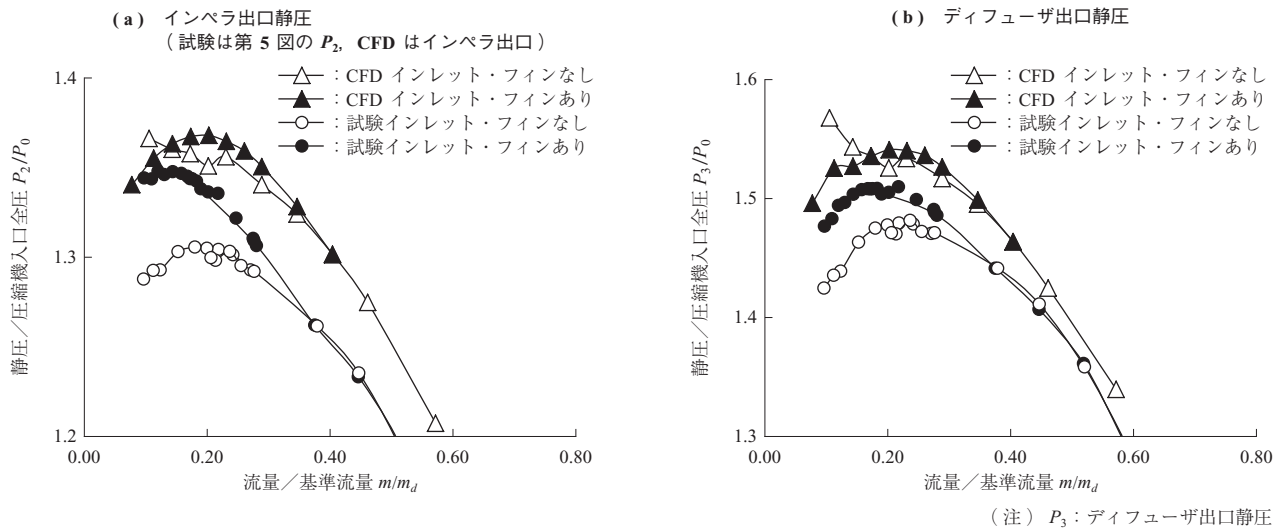


(注) P₁ : インペラ前縁近傍の静圧
 P₂ : インペラ後縁近傍の静圧

第 12 図 インレット・フィンの有無によるインペラ前縁近傍および後縁近傍の静圧の比較
 Fig. 12 Comparison of static pressure at impeller inlet and exit with and without inlet fins

チをモデル化し、両者の間にミキシングプレーンを設けた。解析にスクロールは含んでいない。対流項には Chakravarthy-Osher の TVD (Total Variation Diminishing) スキームを、乱流モデルには Spalart-Allmaras モデルを用いた。インレット・フィンの有無に対してそれぞれに、約 550 万点の格子点を用いている。インペラとケーシングで形成される翼端隙間には 21 の格子点を配置した。y⁺ は 3 以下に保たれている。入口境界は入口再循環流と干渉しないように十分上流に配置した。解析は Mu = 0.82 の条件で行った。入口再循環流は非定常性の強い渦を伴っていると考えられるので、ミキシングプレーンを用いた定常解析では定量的な評価は困難と考えられる。ここでは、インレット・フィンが流れに与える影響の定性的評価と前述の 1-D モデルの考察の妥当性評価を行う。

第 13 図はインペラ出口とディフューザ出口における静圧計測結果と計算結果 (CFD) の比較を示す。図中の P₂

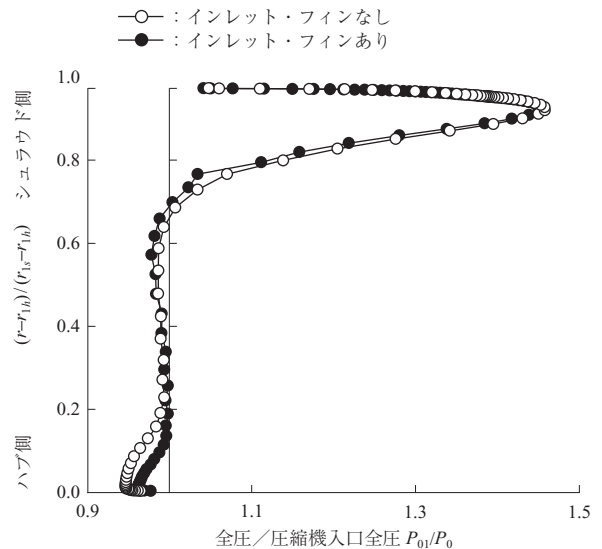


第13図 静圧計測結果と計算結果(CFD)と計測の比較
 Fig. 13 Results of static pressure measurement and calculations (CFD) and measurement comparison

は、計測結果では第5図の P_2 を示し、CFD は、インペラ出口での静圧値を示す。流量が $m/m_d = 0.20$ までは、計算結果と計測結果は同様の傾向にあり、圧力の極大値はインレット・フィンの設置によって小流量側へ移動している。まず、 $m/m_d = 0.20$ における流れ場を議論する。

第14図にインペラ前縁におけるハブからシュラウドにかけての-span方向の軸方向および周方向速度分布を示す。いずれも周方向平均値である。ここでは、周方向速度成分がインペラの回転方向と同方向の場合（正の予旋回）を負としている。

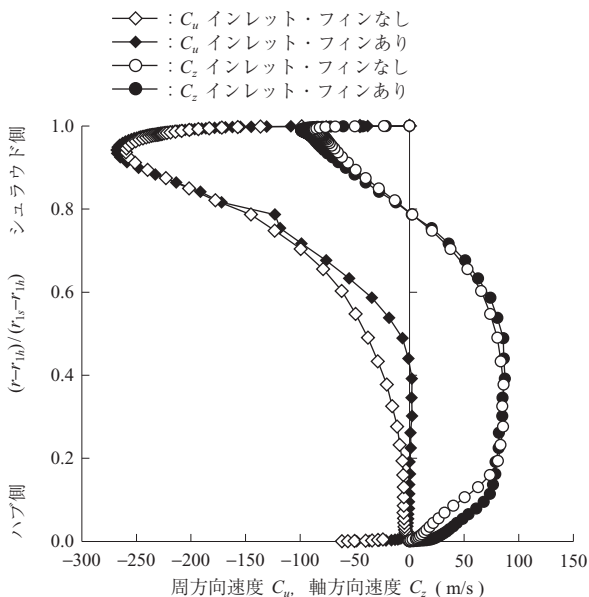
第15図にインペラ前縁における-span方向の全圧分布



第15図 インペラ前縁における全圧分布
 Fig. 15 Total pressure distribution at impeller leading edge

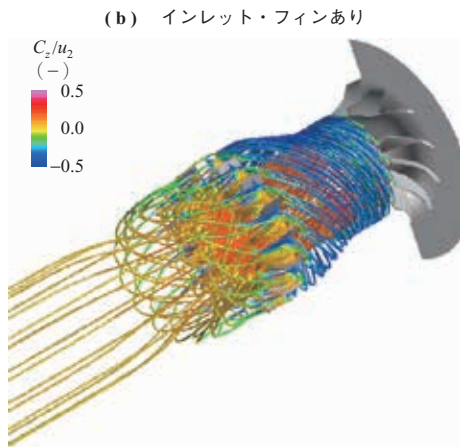
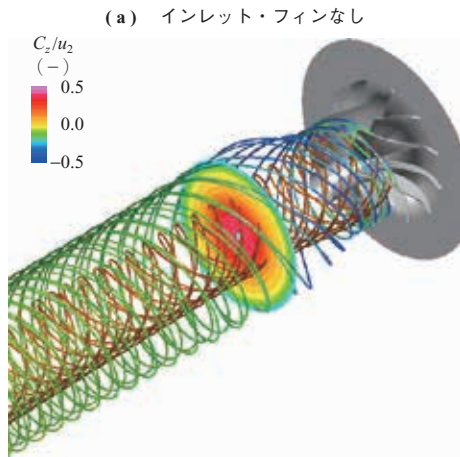
(周方向平均)を示す。インペラ上流へ流出する流れは、シュラウドから約20%spanの範囲に存在する。この領域では全圧が上昇している。インレット・フィンの設置は、 $C_2 > 0$ で示されるインペラへ再流入する流体の正の予旋回（図では負の周方向速度）を減少させる。すなわち、インペラから流体へ伝達される仕事（(11)式の $(\mu_2 C_{u2} - \Delta E_f)$ ）を増加させる。

第16図に $m/m_d = 0.20$ における流線と軸方向速度分布を示す。第16図-(a)中の等高線図はインレット・フィン設置位置に相当し、等高線、流線の色は軸方向速度成分の大きさを示す。インペラから上流に流出した流れがインレット・フィンに到達すると、流れはインレット・フィンと干渉し旋回速度成分を失う。この旋回速度成分は、流れ

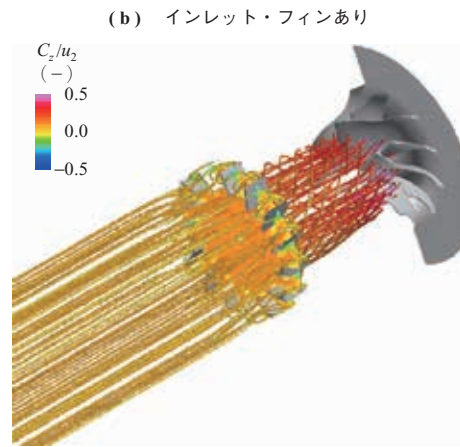
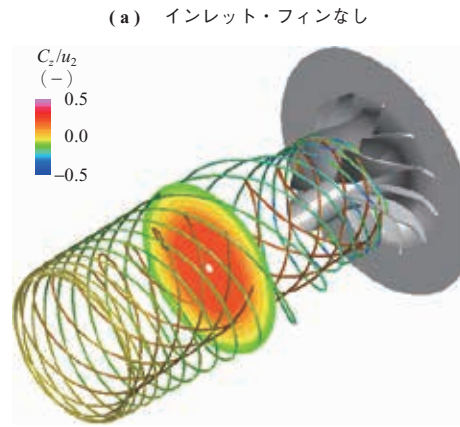


第14図 インペラ前縁における軸方向および周方向速度分布 ($m/m_d = 0.20$)

Fig. 14 Axial and circumferential velocity distribution at impeller leading edge at $m/m_d = 0.2$



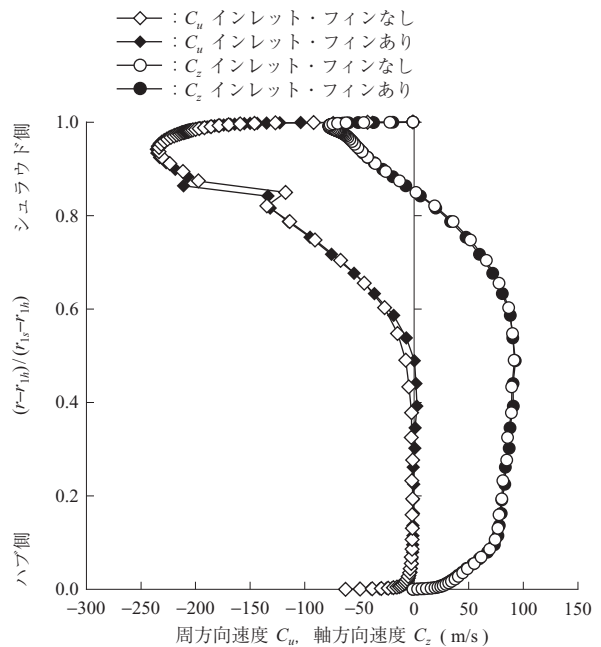
第 16 図 $m/m_d = 0.20$ における流線と軸方向速度分布
 Fig. 16 Streamline and axial velocity distribution at $m/m_d = 0.20$



第 17 図 $m/m_d = 0.35$ における流線と軸方向速度分布
 Fig. 17 Streamline and axial velocity distribution at $m/m_d = 0.35$

が吸込み配管上流へ向かう逆流を誘起する圧力差を生み出す要因となっている。このため、インレット・フィンが吸込み配管下流から上流に向けて通過した流れは、それ以上、上流に向かうことができなくなる。インレット・フィンは入口再循環流が上流へ拡大することを抑止する効果がある。したがって、インペラから流出した流れからインペラへ流入する流れへの角運動量の伝達がインレット・フィン上流で抑制され、その結果、インペラ入口での正の予旋回が弱められる。

第 17 図に流量 $m/m_d = 0.35$ における流線と軸方向速度分布を示す。入口再循環流の存在する領域と旋回の様子が $m/m_d = 0.20$ の場合と比較して、小さく、弱くなっていることが分かる。第 18 図にインペラ前縁における軸方向および周方向速度分布 ($m/m_d = 0.35$) を示す。いずれも、各スパン位置での周方向平均値である。インレット・フィンを設置しても速度分布に変化が見られない。これは入口再循環流が弱いことと、インレット・フィンに十分到達していないためと考えられる。インレット・フィンは入口再循環流がフィンに到達したときのみ効果を発揮するので、

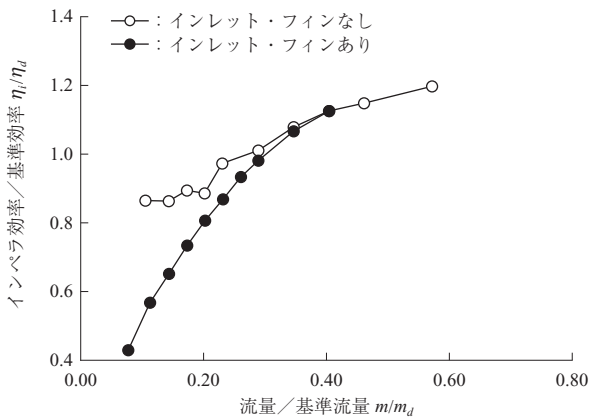


第 18 図 インペラ前縁における軸方向および周方向速度分布 ($m/m_d = 0.35$)

Fig. 18 Axial and circumferential velocity distribution at impeller leading edge at $m/m_d = 0.35$

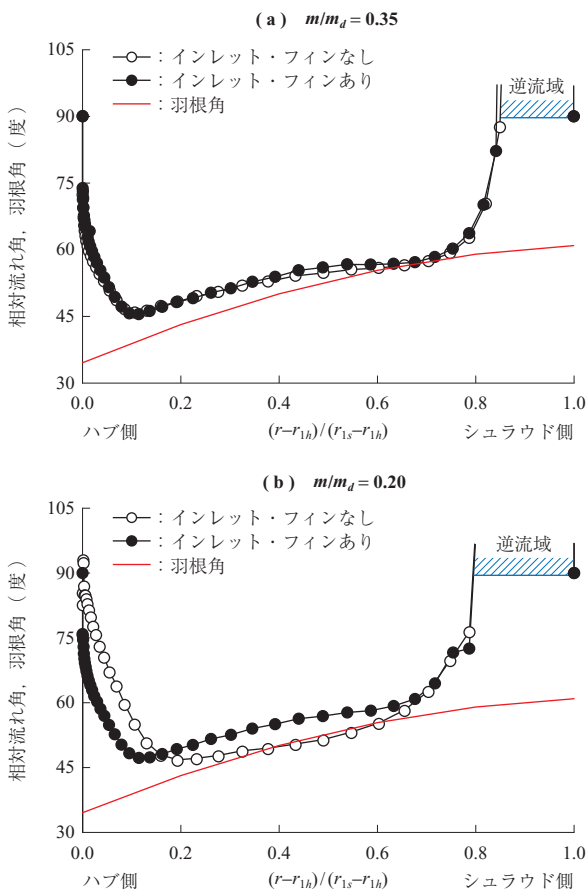
その取付位置が重要なパラメータとなることが分かる。

第 19 図にインペラ効率（計算結果）を示す。流量が $m/m_d = 0.35$ から減少するにつれてインレット・フィンを設置すると徐々に効率が低下していく。効率低下の一つの要因として、インレット・フィンの設置によって正の予旋回が減少し、インペラへ流入する部分の流れのインシデンス角が増加したことが考えられる。第 20 図にインペラ前



第 19 図 インペラ効率（計算結果）

Fig. 19 Impeller efficiency obtained with CFD (calculation results)



第 20 図 インペラ前縁における相対流れ角と羽根角分布

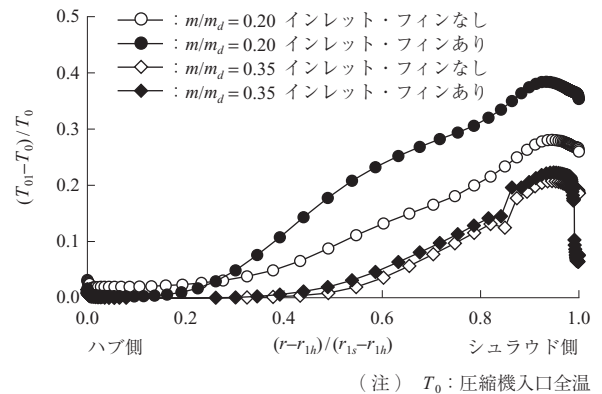
Fig. 20 Relative flow angle and blade angle distribution at impeller leading edge

縁における相対流れ角と羽根角分布を示す。各スパン位置での周方向平均値である。インレット・フィンがない場合、流量が $m/m_d = 0.35$ から $m/m_d = 0.20$ に減少すると相対流れ角とインペラ取付角の差（インシデンス角）が減少する。一方、インレット・フィンを設置した場合、流量の $m/m_d = 0.35$ から $m/m_d = 0.20$ への減少は、相対流れ角とインペラ取付角の差（インシデンス角）の増加をもたらしている。

第 21 図にインペラ前縁における全温分布を示す。各スパン位置での周方向平均値である。図の T_0 は 293 K に相当する。第 22 図に試験と解析で得られた仕事係数を示す。1-D モデルで予測されたようにインレット・フィンの適用はインペラ入口温度と仕事係数の増加をもたらす。過給機の場合、仕事係数の増加は圧縮機を駆動するためのタービン動力の増加を意味する。

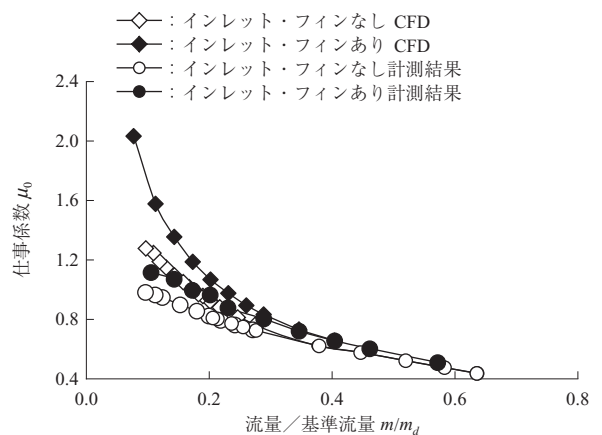
6. 結 言

- (1) 入口再循環流が圧縮機特性に及ぼす影響を 1-D モデルを使い議論した。1-D モデルから流量の減少



第 21 図 インペラ前縁における全温分布

Fig. 21 Total temperature distribution at impeller leading edge



第 22 図 仕事係数

Fig. 22 Work coefficient

に伴う入口再循環流の発達は、圧縮機特性に正の勾配を与え、その運転を不安定化する可能性があることを示した。

- (2) インレット・フィンの設置は、入口再循環流が圧縮機特性に正の勾配を与える主要因である予旋回の発達を抑制し、低速回転数域でのサージ流量の低減を可能とする。この予旋回の抑制はサージ流量近傍での効率低下を引き起こすため、作動域とのトレードオフが必要となる。
- (3) インレット・フィンの設置は仕事係数を増す。過給機の場合、仕事係数の増加は圧縮機を駆動するためのタービン動力の増加を意味する。このため、タービンのレスポンスを含めたトレードオフも必要となると考えられる。
- (4) インレット・フィンには、入口再循環流のインペラ上流への成長を妨げる有効な手段となる。

参 考 文 献

- (1) 平井芳明：最新の IHI の車両ターボチャージャー ターボ機械 Vol. 43 No. 9 2014 年 9 月 pp. 26 - 33
- (2) P. Harley, S. Spence and J. Early : Inlet Recirculation in Automotive Turbocharger Centrifugal Compressors 11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging (2014. 5) pp. 89 - 100
- (3) 玉木秀明：入口絞りを伴わない羽根なしディフューザをもつ遠心圧縮機内部流れの数値解析 IHI 技報 第 54 巻 第 2 号 2014 年 6 月 pp. 51 - 60
- (4) P. Harley, S. Spence, D. Filsinger, M. Dietrich and J. Early : Meanline Modelling of Inlet Recirculation in Automotive Turbocharger Centrifugal Compressors Journal of Turbomachinery Vol. 137 No. 1 (2014. 9) pp. 011 007-1 - 011 007-9
- (5) X. Qui, D. Japikse and M. Andersen : A Meanline Model for Impeller Recirculation Proceedings of ASME TURBO EXPO GT2008-51349 (2008. 7) pp. 1 - 8
- (6) J. Andersen, F. Lindström and F. Westin : Surge Definitions for Radial Compressors in Automotive Turbochargers SAE Technical Paper 2008-01-0296 (2008. 4) pp. 1 - 14
- (7) H. Tamaki, M. Unno, R. Tanaka, S. Yamaguchi and Y. Ishizu : Enhancement of Centerifugal Compressor Operating Range by Control of Inlet Recirculation with Inlet Fins Proceedings of ASME TURBO EXPO GT2015-42154 (2015. 1) pp. 1 - 12