遠心圧縮機すべり係数の流量依存性*

坂本 雄二郎**

Slip Factor Dependence on Flow Rate in Centrifugal Compressors

by Yujiro SAKAMOTO

Slip factor dependence on flow rate was investigated using a new technique⁽²⁾ to estimate mean flow condition at the inlet of vaneless diffuser. The characteristics of Slip Factor dependence on flow rate was found to change depending whether the centrifugal compressor went into choking condition or not in the normal operation range. Also impeller was found to be affected by vaned diffuser changing the rotor speed at inducer choke occurrence and blockage factor at inducer throat at that time depending on the throat area of the vaned diffuser.

Key Words: Fluid Machine, Compressible Flow, Centrifugal Compressor, Slip Factor, Blockage Factor, Flow Coefficient

1. 緒 言

遠心圧縮機の羽根車出口の流れは、いわゆるジェットウェーキ流が旋回しながら流出してくるため、非常に複雑な非定常流となっている。したがって羽根車吐出流の流速分布計測が難しく、すべり係数の定式化は数多くなされているが、これらを実験で確認するのにも種々の問題をかかえていた。レーザ流速計の実用化⁽¹⁾でやっと精度のよい流速分布計測に基づく平均流速の評価が可能になってきたと思われるが、数多くの運転条件のすべてにこの種の流速分布計測を実施するのは時間的にも経済的にも非現実的である。著者は先により簡明なデータを用いて平均流速を計算する手法⁽²⁾を示し、そのデータ解析手法の妥当性を文献(3)、(4)にて示している。ここではその簡明なデータ解析手法により得られる羽根車出口ないしは羽根なしディフューザ入口の平均流速の結果を用いて、すべり係数の評価を行い、その流量依存性およびディフューザの影響について検討した結果について報告する。

2. 平均流速の評価

すべり係数を工業的に問題とする場合、流速分布を念頭において局所的にすべり係数を評価することはまずなく、常に平均化された流れ場を念頭においてその適用が行われる。したがって逆に実験によりすべり係数を評価する場合も、まず周方向・半径方向の平均流速を評価することが必要となる。ここで採用されている平均流速の評価手法の詳細は文献(2)で述べられているので省略するが、どのような種類の簡易計算手法を採用しているかを概略しておく。

最も簡単な平均流速評価手法は、比較的簡単に計測し得る圧縮機入口・出口の全温、羽根車出口静圧および重量流量の計測値を用いて、次の連立方程式を解くことにより計算するやり方であろうと思われる。

$$U_2 C_{t2m}/g = J C_p (T_{02} - T_{01}) \quad \cdots \cdots (1)$$

$$B C_{r2m} \gamma_{s2m} S_2 = G \quad \cdots \cdots (2)$$

$$T_{s2m} = T_{02} - C_{t2m}^2 / (2g J C_p) \quad \cdots \cdots (3)$$

$$P_{s2} = R \gamma_{s2m} T_{s2m} \quad \cdots \cdots (4)$$

$$C_{i2m}^2 = C_{t2m}^2 + C_{r2m}^2 \quad \cdots \cdots (5)$$

ただし

J: 単位変換係数

R: ガス定数

* 昭和58年9月2日 第921講演会において講演、原稿受付昭和58年2月14日。

** 正員、(株)神戸製鋼所機械研究所(〒651 神戸市中央区脇浜町1-3-18)。

C_p : 定圧比熱 G : 重量流量 S_2 : 羽根なしディフューザ入口流路断面積 B : 羽根なしディフューザ入口部のブロックージファクタ C_{2m} : 羽根車出口平均流速 C_{r2m} : 羽根車出口半径方向平均流速 C_{t2m} : 羽根車出口周方向平均流速 u_2 : 羽根車チップ周速度 T_{01} : 圧縮機入口全温 T_{02} : 圧縮機出口全温 T_{s2m} : 羽根車出口静温 g : 重力の加速度 γ_{s2m} : 羽根車出口静比重

B の値は流速分布計測により得られる値を一定として与えるか、さもなければ通常 0.9 と定めて計算される。文献(2)のデータ解析手法においては、同じ定義の B を未知数として、各データ点に対し個々に評価している。すなわち流速分布の変化に対応する B の変化が考慮されているので、よりきめの細かいデータ解析が可能となっている。

式(1)はオイラーヘッドと実際のエンタルピ上昇値とを等値した式であり、羽根車における外部熱侵入の影響は何らかの形で修正し、 T_{02} をその分だけ減じてやらねばならない。羽根車背面で発生する円板摩擦熱の侵入は、例えば文献(6)に示されている Windage Loss の評価式を用いてほぼ評価可能であるが、Open Impeller の場合、羽根とシュラウドカバーの間の摩擦

損失の考慮⁽⁷⁾に関しては、これを評価する式がまだ皆無と思われる。ここでは Windage Loss の評価のみ行っている。外部熱侵入の補正を式(1)にて行くと、式(1)の T_{02} と式(5)の T_{02} は異なることになり、実計算においてはこれを考慮して計算を実行している。

実験された圧縮機の場合、Windage Loss の影響による T_{02} の修正量は 3~5% であり、このためのすべり係数の修正量は 2~4% であった。羽根車の概略仕様を表 1 に、その写真を図 1 に示している。

図 2 に文献(2)の計算手法による羽根車出口流量係数 $\varphi_2 \equiv C_{r2m}/u_2$ と、 $B=0.9$ 一定で式(1)~(5)より計算される φ_2 との比較を示している。 φ_2 のある範囲で、両方の φ_2 が近づき、その両側で同じ方向に離れるという特異な変化をしていることが分かる。これはブロックージファクタの相違に基づくものであり、文献(2)の手法で計算されるブロックージファクタと φ_2 の関係を図 3 に示す。図 2 と同じ φ_2 の範囲でブロックージファクタが急変しているのが分かる。図 3 の右方の曲線がほぼフラットになっている領域のデータ点は、圧縮機のチョーク状態に対応しており、左方の曲線がフラットになっている領域のデータ点は、サージ近傍の運転条件に対応している。図中には 80%~100% 回転数でのデータがプロットされている。図 2 と図 3 にて ○ 印と □ 印の相違は取付けられた羽根

表 1 試験羽根車の概略仕様

Type	40° Backward Open Impeller with Tandem Inducer
Blade Number	Full Blade=7, Long Splitter=7, Short Splitter=14
Rotational Speed	31,280 rpm
Impeller Diameter	360 mm
Pressure Ratio	5.1
Mass Flow Rate	6.0 kg/sec

図 1 試験羽根車外形

図 2 異なる計算手法による流量係数の比較

図 3 ブロックージファクタと流量係数の関係

付きディフューザが異なることを示しており、図2ではその区別がほとんどついていないが、図3では2種類のデータ点がわずかの差異であるが傾向を示しているのがわかる。ブロッケージファクタの変化の様子を圧縮機の性能線図上に、等ブロッケージファクタ線図の形で示したものを図4に示す。横軸はISO条件に換算した重量流量であり、右下がりの曲線群の下部に付記されている数字は、実験における最高回転数に対する部分回転数の割合を示している。本図は文献(4)よりの再掲載であり、後述図6のデータ点がどのような運転条件に対応するかを示すために用いる。

3. すべり係数の流量依存性

すべり係数の定義は種々提案されているが、ここでは Wiesner⁽⁸⁾ がすべり係数の定式化に用いているのと同じ定義式を用いる。図5の速度三角形より、すべり係数 σ は以下のように表される。

$$\sigma = 1 - (C_{t2m\infty} - C_{t2m}) / u_2 \quad \text{.....(6)}$$

ただし $C_{t2m\infty}$: 羽根数無限大の場合に想定される、羽根車出口周方向平均流速

図5より

$$C_{t2m\infty} = u_2 - C_{r2m} \tan \beta_2 \quad \text{.....(7)}$$

ただし β_2 : 羽根車後傾角

β_2 : 図5に示されるごとく、実際の羽根車吐出し平均流が半径方向となす相対流れ角

$q_{\text{Euler}} \equiv C_{t2m} / u_2$ とおくと、式(6)は次のように書き直すことができる。

$$\sigma = q_{\text{Euler}} + \varphi_2 \tan \beta_2 \quad \text{.....(8)}$$

次にすべり係数の流量依存性に関して、従来報告さ

れている各種の説を概略整理しておく。古典的には、Stodola や Stanits の式などがよく知られているが、これらによるとすべり係数は φ_2 の関数となっており、すべり係数の流量依存性は無いということになる。

Stahler⁽⁹⁾ および Pampreen⁽¹⁰⁾ は羽根車出口における相対流出角度が流量に無関係に一定であると報告しており、この場合流量の増大とともにすべり係数は漸減することになる。理由は図5において $\beta_2 = \text{一定}$ ということになり、 $C_{t2m} = u_2 - C_{r2m} \tan \beta_2$ であるから

$$q_{\text{Euler}} = 1 - \varphi_2 \tan \beta_2 \quad \text{.....(9)}$$

となり、式(8)、(9)より

$$\sigma = 1 - \varphi_2 (\tan \beta_2 - \tan \beta_2) \quad \text{.....(10)}$$

となる。すなわちすべり係数は φ_2 とともに直線的に減少することになる。ただしこの場合には一定と称せられる相対流出角にどのような値を与えればよいかが不明確であり、文献(10)では羽根車後傾角によりこの角度が異なるとして数例のデータが示されているが、一般化するまでには至っていない。

Whitfield⁽¹¹⁾ は off design における羽根車内流れにジェットウェーキの流れモデルを適用し、ジェット流れのすべり係数を計算している。この方法によるとすべり係数は設計点を外れるに従って、小流量側においても大流量側においても増大することが示されている。酒井ら⁽¹²⁾ は羽根枚数17枚の径向羽根車について同様の傾向を示す実験結果を得ている。ただしこの傾向を示しているのは、温度、圧力の測定から理論ヘッドを求めることにより得られるすべり係数〔文献(12)の図13にて「熱落差より計算したもの」と記されている〕の場合のみであり、流速計測に基づくものは同じ傾向を示しておらず、他の羽根車の場合も含めて、他のデータはほとんど φ_2 とともに単調に減少している。すなわち流速計測に基づくものと熱落差より計算したものとの差異が、すべり係数の流量依存性の評価に現れていることになる。羽根車出口の流速分布が比較的

図4 等ブロッケージファクタ線図

図5 羽根車出口速度三角形

少ない運転範囲でのデータに着目して、データが整理されていることを考えると、この場合すべり係数の流量依存性は、流速計測に基づくもの（流速分布は計測されていない）。の信頼性のほうが高いと考えられる。

文献(13)によるとすべり係数は後流のディフューザの影響をうけると報告しており、文献(6)でそのようなことがあってもおかしくない旨の記述がなされている。流量はディフューザの性能の影響をうけて定まるゆえ、一種の流量依存性と解釈される。以上整理すると次の四とおりの説があることになる。

- ① 流量依存性なし。
- ② ϕ_2 とともに漸減する。
- ③ ある運転条件に対応する流量の両側で増大する。
- ④ ディフューザ特性の影響で変化する。

今回実験で得られたすべり係数を ϕ_2 に対してプロットしたものを図6に示す。図6(a)はブロックファクタを0.9一定として算出した ϕ_2 をもとに得られたすべり係数を示し、図6(b)は文献(2)の手法で算出した ϕ_2 をもとに得られたすべり係数を示している。図6(a)ではデータ点が雑然とならんでいるのに比し、図6(b)では比較的明確なデータ点のまとまりが見られる。すなわちブロックファクタの分布の影響が比較的顕著に現れていると思われる。

図6(b)にて①～④で示される点線で囲まれた領域にあるデータ点は、図4の①～④で示される運転領域に対応している。①はサージ近傍の運転領域のデータであり、④はチョーク状態のデータを示し、②、③はそれらの中間の比較的断熱効率の高い運転領域のデータに対応していることを示している。矢印で示されるデータ点は85%回転数に対するものである。以下に図6(b)が示す特徴を列記する。

- (1) 上述③の説を支持している。
- (2) 比較的断熱効率の高い②～③の領域にすべり係数の最小値がある。
- (3) 図中に Wiesner の式で算出されるすべり係数の値が付記されている。Wiesner の式は数多くの定格点近傍の運転条件でのデータに着目して導かれている。上述の比較的断熱効率の高い領域が定格点近傍のデータに対応するものと考え、Wiesner 式によるすべり係数が、すべり係数分布の最小値にほぼ一致している点が、興味深い。
- (4) 85%回転数以上では、回転数によらず、データ点は概略一つの曲線上にのっている。約80%回転数以下では、 ϕ_2 の全領域でより高いすべり係数が得られている。

(5) 85%以上の回転数に対するデータのみに着目すると、○印と□印の分布の差異により、羽根付きディフューザの相異に基づくすべり係数の変化の様子がわずかながら認められる。

(6) ②、③の領域は図3より分かるごとく、ブロックファクタが比較的大きい領域に対応しており、①、④の領域はブロックファクタが比較的小さい領域に対応している。

図6(a)中の×印は文献(2)に示される比較的低速の遠心圧縮機に対する、すべり係数の概要である。図6(a)に示されているが図6(b)に対応するデータであり、この場合すべり係数は明らかに漸減している。この遠心圧縮機と、図6(b)の遠心圧縮機との、低速、高速以外の差異として、前者は×印のデータに対応する運転条件はチョーク状態から十分離れた所にある一方、後者の場合85%回転数以下の回転数では羽根付きディフューザでチョークし（領域④の●印）、それ以上の回転数では羽根付きディフューザとインデューサの両方で同時にチョークするように設計されていること、すなわち前者は通常の運転範囲にてチョークすることなく、後者の場合はチョークする運転条件が含まれていることが上げられる。ちなみに前述の酒井らのデータも羽根なしディフューザを用いて実験されていること、および比較的低速の遠心圧縮機であることから考えて、チョーク状態で採集されたデータはほとんどないと思われ、比較的信頼性の高い流

図6 すべり係数の流量係数依存性

図7 圧縮機内の静圧分布 (p_{01} は圧縮機入口全圧)

速計測に基づくすべり係数はすべてほぼ漸減（定回転数にて流量の増大とともに、すなわちほぼ φ_2 の増大とともに）している点、図6(a)の×印の傾向と一致する。

以上の情報から次のような解釈があり得るものと思われる。すなわち、はっきりとしたチョーク現象が通常の運転範囲に現れない場合（例えば比較的低速の圧縮機であるとか、羽根付きディフューザがないような場合）は、すべり係数は φ_2 とともに漸減することになると思われ、逆に比較的是っきりとしたチョーク現象が通常の運転範囲に現れる場合は、ある φ_2 までは φ_2 とともに漸減するがある φ_2 以上では φ_2 とともに漸減の傾向を示すか少なくとも漸減の傾向が弱められる。

そこですべり係数の流量依存性の傾向を支配する一つのポイントと思われるチョーク現象を、羽根付きディフューザのおよぼす影響とからめて考察する。

図7に Meridional 方向の静圧分布を数種の回転数について示している。図7の(b)および(d)のインデューサ部には、異なる羽根付きディフューザを設置したときのデータが併記されている。実線はディフューザ羽根角度 23.7° （接線方向から）に対するものであり、破線は 20.2° 、一点鎖線は 21.2° でディフューザの先端を馬てい形状にえぐりこんだ特殊なディフューザに対するデータである。実線に付記されている①～④の記号は図4中の同じ記号に対応しており、破線および一点鎖線は①と④に対応するもののみ示されている。

図7より観察される点を列挙すると、

(1) すべての回転数において、圧縮機チョーク状態で羽根付きディフューザスロート後流に、非常に激しい静圧降下が見られる。

(2) (b)～(d)の場合(a)と異なり、圧縮機チョーク状態に近づくにつれ、インデューサにおける静圧回復特性が急激に劣化している。

(3) (b), (d)より、圧縮機チョーク状態に近づくにつれ静圧回復特性が劣化する特性が3種のディフューザの間で相当異なる。

上述(3)に関連して、インデューサチョーク開始回転数が3種のディフューザの場合どのように異なるかをより定量的に示したのが図8であり、文献(4)に説明されているように、各曲線の極値点の右側でインデューサチョークが起こることを意味する。図中の(1-Choke Margine)とは、重量流量をその時のインデューサでの臨界流量で除した値を意味している。極値そのものの値の差異は、インデューサスロートにおけるブロックageファクタ（スロート上流の状態から、チョーク時の流量を算出するとき、スロート面積を何倍

図 8 インデューサチョーク判定図

に評価せねばならぬかを示すもので、 B と区別して B' とする)の差異を意味している。極値が小さいほど B' が小さいことになる。図8によりインデューサチョーク開始回転数およびその時のインデューサスロートの B' が、3種のディフューザの場合異なることが明確に分かる。さらに図7より分かるごとく、インデューサでチョークが開始した後も、ディフューザスロートでのチョークは解除されておらず、2箇所と同時にチョークしていることになる。また図7(d)より、ディフューザA・C(図8参照)の場合95%速度でインデューサがチョーク開始回転数前後の状態にある(静圧低下がすかすかに見られる)⁽⁴⁾ことが分かり、図8のA、Cの曲線の傾向とうまく一致していることが分かる。

圧縮機がチョークに入ると、羽根車出口におけるブロッキングファクタが図3に示されるように低下し、 C_{r2m} を高め ϕ_2 が増大し、 q_{Euler} は通常漸減するにもかかわらずすべり係数が増大するものと思われる。

圧縮機出口配管の流量調整弁でチョークが発生することも当然あり得るが、このような場合と異なり羽根付きディフューザの場合、迎え角によりその特性が急変し、下流のチャンネル部の性能が変化するとともに、その性能変化とは別に、上流の羽根なしディフューザや羽根車内の流れにも影響を与え、図8に示されるような影響が現れるものと思われる。また羽根なしディフューザによっても、例えば一方の壁にて流れが局所的にはく離すると、羽根車吐出し流ひいてはすべり係数に影響を与えることも考えられる。これらについての詳細な議論は今後の課題と考えている。

4. 結 論

(1) すべり係数の分布が羽根車出口におけるプロ

ッケージファクタと密接な関係があることを示した。

(2) 羽根付きディフューザを変更すると、インデューサがチョークし出す回転数およびその時のインデューサスロートでのブロッキングファクタが変化することから、羽根付きディフューザの影響はインデューサにまでおよぶことが分かった。

(3) したがって羽根付きディフューザがチョーク状態に近づくにつれ、羽根車内の流れ模様が変化し、羽根車出口ブロッキングファクタが低下し、 q_{Euler} は ϕ_2 とともに漸減するにもかかわらず、すべり係数が ϕ_2 とともに増大の傾向を示すことが分かった。

(4) 羽根付きディフューザがチョーク状態から十分離れている時は、すべり係数は ϕ_2 とともに減少する傾向を示し、結局すべり係数が ϕ_2 に対して極小値をもつことが分かった。

(5) 羽根付きディフューザは設置されていても、圧縮機が通常の運転範囲でチョークしない時[図6(a)]および酒井らの羽根なしディフューザでの実験結果から、圧縮機が通常の運転範囲でチョークしない時にはすべり係数は ϕ_2 とともに漸減する傾向を示すものと推定される。

(6) 以上より次のようなことが推論できる。すなわち遠心圧縮機が通常の運転範囲でチョークしない場合は、すべり係数は ϕ_2 とともに漸減の傾向を示し、チョークする場合はある ϕ_2 の両側ですべり係数は増大する傾向をもつ。

文 献

- (1) Krain, H., *ASME Paper*, 81-GT-9 (1981).
- (2) 坂本・ほか5名, 神鋼技報, 33-1 (昭58).
- (3) Sakamoto, Y., ほか3名, *Proc. 1983 ASME-JSME Thermal Eng. Conf.*, 4(1983), Honolulu-Hawai.
- (4) 坂本, 機講論, No. 830-4 (昭58-4), 178.
- (5) Pampreen, R.C., *ASME Paper*, 82-GT-13(1982).
- (6) Balje, O.E., *Turbo-Machines*, (1981), John Wiley & Sons.
- (7) 妹尾, ターボ機械, 10-2 (昭57), 52.
- (8) Wiesner, F.J., *Trans. ASME, Ser. A*, 89-4(1967), 558.
- (9) Stahler, A.F., *Trans. ASME, Ser. A*, 84-4(1965), 181.
- (10) Pampreen, R. C. and Musgrave, D. S., *Trans. ASME, J. Eng. Power*, 100-1(1978), 121.
- (11) Whitfield, A., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 188-32 (1974), 415.
- (12) 酒井・渡辺, 機論, 33-249(昭42), 735.
- (13) Pfleiderer, C., *Pumps*, (1961), Springer-Verlag.