小型多段遠心ファンの空力特性に関する実験的研究*

(羽根車・戻り羽形状の影響)

Experimental Study on the Aerodynamic Characteristics of a Compact Multi-Stage Centrifugal Fan
(Effects of Impeller and Return Vane Configuration)

西部 光一**
NISHIBE Koichi

野田 和希***
NODA Kazuki

片平 渉***
KATAHIRA Wataru

高橋 政行****
TAKAHASHI Masayuki

大上 浩**
OHUE Hiroshi

佐藤 光太郎****
SATO Kotaro

Abstract Large multi-stage compressors and blowers have been applied widely in the energy industry, such as oil and gas plants, for many years. In recent years, a compact blower with a high pressure difference and high flow rate (e.g., as the cooling system for a densely packed server) is anticipated with the development of miniaturization technology for machinery. Thus, this experimental study was conducted for the development of a novel compact multi-stage blower. The appropriate combinations of curved impellers and return vanes, which eliminate the swirling flow for a static pressure recovery and draw an operating fluid to the 2nd impeller from the 1st impeller, were investigated from the viewpoint of performance and efficiency. In addition, the velocity and pressure fluctuations of flow instabilities generated in the return vanes for a low flow rate were also investigated. The results indicated that the best combination of the impellers from the point of total efficiency, which was the backward-curved vane for the 1st impeller and the forward-curved vane for the 2nd impeller, in the case of present condition. In addition, flow instability in the return vanes circumferentially propagates with the cell structure.

Keywords: Multi-stage compressor, Return vane, Performance curve, Flow instabilities, Velocity fluctuation

1. 緒言

誘導電動機はブラスレスモータと比較して、構造が単純で信頼性が高いこと、永久磁石が不要なためにコギングトルクが発生しないこと、さらに電磁力が正弦波形的に変化するために低振動であるという特徴を有していることからファンの駆動源として使われている。なかでも、後向き羽根の遠心ファンに比べて小型化に適した前向き羽根の多翼遠心ファンと組み合わせることで、紫外可視分光光度計やデジタルプロジェクターをはじめとする振動を嫌う精密測定機器・光学機

器・医用機器への組み込み型の局所冷却ファンなどとして既に普及している。ところがこれらの機器は小型化競争が激しく、搭載する電子要素の高密度化および発熱密度は上昇傾向にある。その結果、搭載される冷却ファンに対しても、更なる小型化に加えて高流量・高吐出圧が望まれている。

遠心ファンの高吐出圧化には、ファンの高回転化、羽根車径を大きくする、羽根車の多段化などが考えられる。ところが、誘導電動機の回転速度は電源の周波数に依存するため、現状の回転数(2800~3400 rpm 程度)以上にすることは不可能

* 2016.11.14 受付

** 東京都市大学 工学部 機械工学科 〒158-8557 東京都世田谷区玉堤 1-28-1

TEL: (03)5707-0104 FAX: (03)5707-2222 E-mail: knishibe@tcu.ac.jp

*** 東京都市大学大学院 工学研究科 機械工学専攻

**** 工学院大学 工学部 機械システム工学科

であることに加えて、機器組込み型ファンは、定期交換・保守の対象であることから、作業スペースを考慮すると、羽根車径の増大はファン周辺の大きなデッドスペース化につながるため、機器全体の小型化の妨げとなる。このような回転速度や空間に制限がある中では、軸方向への要素追加だけで済む羽根車の多段化が最も現実的であると考えられる。また、2次元翼の遠心羽根車の交換が容易であることからメンテナンス性の向上に加えて、製作費も抑えられるため、ライフサイクルコストの抑制が期待でき、気体单相流れだけでなく、メンテナンス頻度の高い固液・気液二相流などへの適用も効果的と考えられる。

これまで、多段式遠心圧縮機・送風機に関する研究は数多くなされており、1段目の羽根車で与えた運動エネルギーを静圧回復させるために設けられた戻り流路および戻り羽根（以下、それぞれ RC、RV と記す）において、流れの急激な転向に起因する速度の偏りが装置の性能低下に繋がる2次流れやRV間流路での離現象を引き起こすことなどが確認されている[1-3]。また、実験または数値解析を通じて、2次流れや圧力損失軽減を考慮した新しいRC・RV幾何形状の提案も数多くなされている[4-7]。しかしながら、本研究対象である局所冷却向けファンの設計仕様点（流量：5 m³/min 以下、静圧：500 Pa 程度）は、これまで空間的制限がなかったため、羽根径の増大で実現していた。したがって、上述の設計仕様点付近における羽根車の多段化に関する研究例は著者らが調べる限り見当たらず、各設計書の適用範囲外となっている。また、小型なためファン外径を大きくできないことに加えて、モーターの軸直径は規格で定められていることから、一般的な多段式遠心圧縮機・送風機に対して、比較的内外径比が大きい羽根車とRVを組合せた中で、効果的

な静圧回復が求められる。

そこで、本研究では小型多段式遠心ファンの開発にむけた第一歩として、羽根車およびRV形状がファン全体の空力特性に及ぼす影響について実験的に解明を試みる。組み込み型局所冷却ファンとして既に普及している前向き羽根車の多段化だけでなく、これまでに確立されている多段式遠心圧縮機・送風機の各段・各要素の設計法に倣い設計した後向き羽根車およびRVとの組合せについても検討する。主として、羽根車の組合せ、RV設置角度をパラメーターとして圧力・効率曲線を示す。さらにRV近傍で発生する不安定流れの非定常特性について、流路内部の速度変動と圧力変動を計測し考察すると共に、不安定流れがファン全体の空力特性に及ぼす影響についても議論する。

2. 実験装置および方法

Fig. 1 に実験装置概略図を示す。Fig. 1(a)は実験および計測装置であり、Fig. 1(b)は供試ファンの鳥瞰断面図である。作動流体は空気であり、ブラスターからプレナムタンク、流量計、流量調整向けバルブ、再度プレナムタンクを通じて、供試ファンに導かれた後、大気中に吐出される。流量 Q および供試ファン圧力差 ΔP （入口全圧-出口静圧）の計測にはそれぞれオリフィス流量計と微差圧計（岡野製作所 DMP202N12）を用いた。また、全効率は、供試ファンの駆動源であるモーター（オリエンタルモーター BLM5200P）の入力電流値をクランプメーターにより計測し、これを予備実験で準備しておいた電流と電力との関係式に代入することにより電力値 P_w を算出した。1段目、2段目の羽根車は共に回転数 $N=3000$ rpm 一定とし、ファン性能は以下に示す流量係数 ϕ 、圧力係数 ψ 、全効率 η で、無次元圧力・効率曲線を

Fig. 1 Schematic drawing of experimental apparatus.

Table 1 Impeller specifications.

	Backward	Forward
Inlet radius r_1 [mm]	42.5	42.5
Outlet radius r_2 [mm]	71	71
Blade width b [mm]	21	21
Blade inlet angle β_1 [deg]	41	90
Blade outlet angle β_2 [deg]	45	135
Number of blade Z	20	20

Fig. 2 Geometry of impellers.

描き、評価した。

$$\Phi = \frac{Q}{\pi^2 D_2^2 b N} \quad (1)$$

$$\psi = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho u_\theta^2} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{\Delta P Q}{P_w} \quad (3)$$

ここで、 ρ は空気、 u_θ は羽根車の翼端周方向速度、 D_2 は羽根車外径、 b は羽根幅である。Fig. 1(b) に示すように、空気はプレナムタンクから供試ファンに導かれ、1 段目羽根車出口から外向き旋回流として吐出される。その後、RC と RV を通過することで、周方向速度成分が静圧回復し、理論上は半径方向速度成分のみとなり、2 段目羽根車に流入する。2 段目羽根車通過後の流れはスクロールケーシングにより静圧回復する。

Fig. 2 および Table 1 に羽根車、Fig. 3 および Table 2 に RV の諸元とその詳細をそれぞれ示す。本研究では、後向き（設計流量 $1.3 \text{ m}^3/\text{min}$ 、設計圧力 210 Pa ）と前向き（設計流量 $2.4 \text{ m}^3/\text{min}$ 、設計圧力 225 Pa ）の 2 種類の羽根車で実験を行った。同一回転数、同一羽根車径の制約下で、両羽根車の設計流量を一致させることは困難なため、既存の遠心多翼ファンの設計圧力を基準に設計

Table 2 Return vane specifications.

Inlet radius r_3 [mm]	71
Outlet radius r_4 [mm]	42.5
Blade width b [mm]	21
Blade inlet angle β_3 [deg]	9, 15, 18, 20, 40
Blade outlet angle β_4 [deg]	90
Number of blade Z	12

Fig. 3 Geometry of return vanes.

した。後向き羽根は設計書[8]を参考に一円弧法により描き、前向き羽根は市販の汎用小型シロッコファンの形状を参考に設計した。また、RV 入口流れ角 α_3 と羽根角 β_3 との関係を調べるために RV の入口羽根角は、1 段目羽根車出口角を疑似 3 孔ピトー管によって計測した結果とクッタの条件から求めた理論値を参考に $\beta_3 = 9, 15, 18, 20, 40^\circ$ の 5 種類用意し、出口角は $\beta_4 = 90^\circ$ 一定とした。

これまで、多段遠心圧縮機の場合、RV の前縁付近では羽根形状の曲率を小さくして翼負荷を軽くし、その後、徐々に曲率を大きくすることで速度の周方向成分を抑制する。さらに後縁付近に直線部を設け、流れを半径方向成分のみにすることで性能向上が期待できると言われている[1,4]。しかし、本実験で対象とするファンは、上述の通り小型かつモーターシャフトとの干渉を避けるため、内径を小さくできないことから内外径比は $r_4/r_3 = 0.6$ と従来の多段式遠心ファンと比べて比較的大きい。したがって、直線部を設けると翼中間部の曲率を大きくせざるを得なくなり、大規模な離領域を形成することから結果的に RV 後

縁付近で周方向速度成分が残り、直線部の有無が性能に及ぼす影響がほとんどないことを予備実験で確認している。

そこで、RV 前縁から緩やかに RV 出口角度 $\beta_4 = 90^\circ$ になるように、緩やかな速度変化（2 次式）を仮定し、RV の厚さと RV 間流路幅が極端に変化しない単純な形状とした。なお、RC 形状は、本来ならば RC 入口・出口部に直線部を設けるなど、RV 入口部までに流れの偏向を排除する方が望ましいが小型化の妨げになるため、単純化した。また、羽根車形状と同様に設計書[8]を参考に羽根車出口流れを基準として算出したスクロールケーシングの拡大角は、前向き羽根、後向き羽根それぞれ 17° と 9.3° になるが、この条件を満たすとスクロール外径が羽根車径に対してとても大きくなるため、空間的制限を第一に考え、既存の局所冷却向け小型多翼遠心ファンの拡大角 $6^\circ \sim 8^\circ$ を参考に羽根向きの違いに依らず拡大角 7.7° とした。なお、舌部すき間は 6.8 mm とした。

さらに、RV 近傍に生じる不安定流れの非定常特性解明を目的として、半径方向位置 $r_m/r_3 = 1.0$ 、スパン中央位置 $b_m = b/2$ での周方向の速度変動を I 型熱線流速計（Kanomax 1011）により計測し、周波数解析を行った。なお、I 型熱線プローブによる時間平均速度計測において半径方向速度 v_r と周方向速度 v_θ の分離はできないが、じょう乱が発生する条件下では流速の絶対値 $|v|$ に占める v_θ の割合が大きいため、ここでは便宜上 $|v|$ を v_θ と見なす。また、じょう乱発生位置を検討するため、RV 間流路の中心に圧力孔が設けられており、時間平均圧力に加えて圧力変換器（センシズ HTV-010K）で圧力変動を計測した。じょう乱のセル数は、2 つの圧力計測点のなす角 θ と、測定した波形に周波数解析（小野測器 CF-5520）を行うとともに位相差 θ を計測することで決定した。

3. 結果および考察

3.1 性能特性に及ぼす羽根車・RV 形状の影響

Fig. 4 および Fig. 5 は単段の遠心ファンに対する圧力・効率曲線である。Fig. 4 に、多段化された場合の初段を想定し、羽根車と RC・RV を組み合わせた場合を示す。Fig. 4 の(a)は前向き羽根、(b)は後向き羽根の場合であり、RV 入口羽根角 β_3 をパラメータとして示す。まず、圧力・効率曲線に及ぼす RV 入口羽根角 β_3 の影響につ

Fig. 4 Effect of inlet angle of RV on pressure and efficiency curves for forward and backward blade impellers in RC + RV configuration.

Fig. 5 Comparisons of pressure and efficiency curves between forward and backward impellers with same scroll casing.

いて考察する。羽根の向きの違いに依らず両図において、最大圧力（ゼロ流量時）は β_3 が小さいほど僅かながら上昇している。これは、ゼロ流量時に時間平均の流れ角は $\alpha_3 = 0^\circ$ であり、本条件範囲で最も入口羽根角が小さい $\beta_3 = 9^\circ$ で RV 入口での衝突損失が小さくなったためと考えられる。一方、(a)前向き羽根、(b)後向き羽根で最大効率が最も大きくなるのは、それぞれ $\beta_3 = 9^\circ$ と 15° である。1 段目羽根車出口における実

Fig. 6 Performance and total efficiency curves for completed multi-stage fan.

際の流れ角とほぼ一致していることから、従来の多段遠心ファンと同様に、RV 入口での衝突損失が小さくなるように、1 段目羽根車出口の流れ角に合わせた入口角度で RV を設置すべきであることがわかる。

Fig. 5 に、2 段ファンの 2 段目を想定し、単独羽根車にスクロールケーシングを設置した場合、圧力係数 Ψ は、より大きな角運動量与えられる前向き羽根の方が全流量域で後向き羽根の値を大きく上回っている。最大流量についても前向き羽根の値は後向き羽根の値の約 1.5 倍に達している。本図の結果と RV 設置した場合 (Fig. 4) とをそれぞれの羽根ごとに比較すると、小型化の要求から、両羽根向きの最適値よりも小さい拡大角のスクロールケーシングであるにも関わらず、最大効率 η_{max} 並びに最大効率点での Ψ のいずれもスクロールケーシングの場合の値が RV の値よりも大きくなっている。このことは、空間的な制限により急激な静圧回復が求められる RV では、いずれの羽根角であっても一定の圧力損失が避けられないことを示している。この原因として翼前縁あるいは翼間における流れのはく離や不安定流れの発生、RV 出口で周方向速度成分が残ることなどが考え

られる。

Fig. 6 に多段化された供試ファン全体の圧力・効率曲線を示す。1 段目および 2 段目羽根車の羽根向きが、(a)は前 - 前、(b)は後 - 後、(c)は後 - 前、(d)は前 - 後の場合であり、パラメーターは RV 設置角度 β_3 である。最大流量については(a) $\beta_3 = 20^\circ$ の Φ が、最大圧力は(a) $\beta_3 = 9^\circ$ の Ψ が最も大きな値を示している。また、各条件を最大効率点で比較すると、(a) $\beta_3 = 9^\circ$ の Ψ が最も大きな値を示しているが、これは前向き羽根どうしの組合せであることに加えて、Fig. 4 で示したように、実際の流れ角と RV 入口角が概ね一致したためと考えられる。

ここで、本図の多段化された場合の圧力曲線と 1 段目羽根車と RV (Fig. 4) に、2 段目羽根車とスクロール (Fig. 5) の圧力曲線を加算した値 (負圧部は実験値から求めた近似線を外挿して算出) を比較すると、 $\beta_3 = 9^\circ, 15^\circ$ の時は羽根の組み合わせに依らず、両者が概ね一致している。一方で、 β_3 が $20^\circ, 40^\circ$ と大きくなると、高流量域では、多段化された場合の圧力値が各段を加算した値を上回っていることを確認している。なお、この傾向は測定誤差に依らないことがわかっている。この一因として、2 段目羽根車とスクロール (Fig. 5) の実

Fig. 7 Pressure distributions on along the centerline of the RV passage in case of maximum efficiency point.

験では、2 段目羽根車入口部は予旋回無しであるのに対して、多段化時の実験では β_3 が大きくなるに連れて、RV 出口においてより旋回成分が残るため、2 段目羽根車入口部ではなく離が抑制され、2 段目羽根車の有効羽根面積が増加したなどが推察されるが、詳細については系統的な調査が必要であり、今後の課題である。

また、効率に関しては 1 段目が後向き羽根の時の η_{max} が前向き羽根の場合を上回っており、(b)後 - 後、(c)後 - 前を比較すると本条件範囲では(c) $\beta_3 = 15^\circ \sim 20^\circ$ で $\eta_{max} = 30\%$ 程度と高い効率を示している。これは、内外径比が比較的大きい本条件では、前向き羽根を通過して大きな角運動量を伴う流れを RV で静圧回復させることには困難が伴うことを示している。(a) $\beta_3 = 9^\circ$ の場合についても最大効率点での ψ は大きいものの、このときの ϕ の値が小さく、ケーシング付 2 段目羽根車の流量レンジに対応できない。高風量・高吐出圧を実現するために、ケーシング付の前向き羽根は有効であるものの、多段化する場合に 1 段目羽根車+RV で 2 段目羽根車+ケーシングと同様の性能特性を作り出すことは困難である。特に 1 段目で最大効率を示す流量が小さいことが多段化を困難にする主要原因があると考えられ、このような状況では 1 段目を後向き、2 段目を前向き羽根とすることが、高効率化につながると推察される。以上より、回転速度や空間に制限がある中で、3 段以上の多段化を試みる場合、初段および中間段で RV による理想的な静圧回復は難しいため、羽根車の理論仕事量を抑え、効率が良い後向き羽根を初段および中間段に採用し、最終段は前向き羽根とスクロールを組み合わせることが望ましいと考えられる。

さらに、多段化された(c) $\beta_3 = 15^\circ \sim 20^\circ$ の時の最大効率 30%は、単段それぞれの最大効率値となる Fig. 4(b) $\beta_3 = 15^\circ \sim 20^\circ$ のとき 18%、Fig. 5 前向き

羽根の 24 %を大きく上回っていることがわかる。これは、単段それぞれの入力電力を加算した値よりも、多段化時の値の方が小さく、最大効率点付近では両者の圧力曲線は概ね一致することから、流量と静圧差の積を入力電力で除した効率 $\eta (= \Delta P Q / P_w)$ が上昇したと考えられる。この電力低下の原因は、単段それぞれと、多段化時で機械的摺動部の増減はないことから、主として予旋回の効果により、羽根車の負荷が減少したことが考えられる。

ここで、Fig. 7 に羽根車と RC・RV を組み合わせた場合の RV 流路中心線上の静圧分布を示す。(a)は $\beta_3 = 9^\circ$ 、(b)は $\beta_3 = 20^\circ$ の結果である。また、参考のため実線で RV 形状を決定するために用いた速度の変化を基に RV 枚数を無限大、流れは RV に沿って流れるとして算出した圧力変化を併記する。パラメーターは 1 段目羽根車の羽根向きであり、横軸には RV 入口から RV 出口までの流路長さ、縦軸には、以下の式の通り RV 出口からの圧力差を $1/2\rho u_\theta^2$ で整理した圧力回復係数 P_{rec} である。

$$P_{rec} = \frac{P_m - P_4}{\frac{1}{2}\rho u_\theta^2} \quad (4)$$

(a) $\beta_3 = 9^\circ$ 、(b) $\beta_3 = 20^\circ$ ともに、RV 入口近傍で静圧が上昇している様子がみてとれる。この傾向は、概ね理論と一致している。しかし、(a) $\beta_3 = 9^\circ$ の場合、RV 入口における実験値は理論値の半分程度の大きさとなっており、定量的な差が確認される。これは、実際の流れ角 α_3 が RV 入口角(a) $\beta_3 = 9^\circ$ よりも大きいためだと推察される。また、本図と 1 段目羽根車と RC・RV を組み合わせた圧力曲線 (Fig. 4) を比較すると、RV 入口の P_{rec} がより小さい(a) $\beta_3 = 9^\circ$ の方が、(b) $\beta_3 = 20^\circ$ よりも最大効率点における ψ が僅かに大きくなっていることがわ

(a) Waveform of velocity fluctuation ($r_m / r_3 = 1.0$).

(b) Velocity fluctuation spectrum ($r_m / r_3 = 1.0$).

(c) Phase difference of pressure fluctuation waveforms ($r_m / r_3 = 0.8, f_i = 11$ [Hz]).

Fig. 8 Velocity and pressure fluctuations of flow instabilities in case of 1st backward curved impeller with return vane ($\beta_3 = 20^\circ, \Phi = 0.06$).

かる。

3.2 RV 近傍での流動特性

Fig. 8 は単段の後向き羽根車に $\beta_3 = 20^\circ$ の RV を設置した時に $\Phi = 0.06$ で生じる不安定流れの非定常特性を見たものである。(a)、(b)に $r_m / r_3 = 1.0$ (RV 入口) で計測した速度変動をそれぞれ u_θ で無次元化した時間波形とスペクトル分布を、(c)に $r_m / r_3 = 0.8$ (翼間) の角度の異なる 2 点間で得られた圧力変動卓越周波数成分に対する位相差を示す。(a)では変動周期約 0.09 s の基本周波数 ($f_i = 11$ Hz) とブレードパッシングに起因する 0.001 s 周期の速度変動が見て取れる。(b)のスペクトル分布では $f_i = 11$ Hz に卓越周波数成分が認められ、本条件では周期的な振動が発生することがわかる。さらに、(c)では傾き -1 の位相遅れが確認できることからセル数 1 のじょう乱が周方向・前向きに伝播している様子が伺える。

Fig. 9 に、Fig. 8 同様単段の後向き羽根車の RV

(a) $\beta_3 = 9^\circ$

(b) $\beta_3 = 20^\circ$

Fig. 9 Velocity fluctuations spectrum at return vane inlet ($r_m / r_3 = 1.0$).

入口 ($r_m / r_3 = 1.0$) で得られた様々な流量係数 Φ に対する速度変動スペクトル分布を示す。(a)、(b)はそれぞれ RV 羽根角 $\beta_3 = 9^\circ$ 、 20° に対する結果である。なお、図中に理論流れ角と卓越周波数成分に対するセル数、周波数、旋回角速度比を記す。いずれの場合も低流量域の流れ角が小さい条件でじょう乱が発生しており、 $\beta_3 = 20^\circ$ では $\beta_3 = 9^\circ$ と比べ発生領域が拡大していることから、この速度変動は RV に生じる旋回失速に起因すると考えられる。また、 $\beta_3 = 20^\circ$ では、最大効率点付近の流量域でもじょう乱が発生しているが、発生領域内外で圧力・効率曲線に大きな変化が見られないこと、スクロールケーシング出口で周期的な速度変動が確認されないことから、この不安定流れがファン全体の性能に与える影響は小さいと考えられる。さらに、旋回速度比について $\beta_3 = 9^\circ$ と $\beta_3 = 20^\circ$ を比較すると $\beta_3 = 20^\circ$ の旋回速度比が $\beta_3 = 9^\circ$ の場合より大きいことがわかる。これは前縁剥離が予想される $\beta_3 = 20^\circ$ の場合の方がむしろ流体振動に関わる流体の質量が小さいためと類推されるが、現時点では断定できない。

4. 結 言

本研究は、比較的内外径比の大きい前向きおよ

び後向き羽根を有する小型多段式遠心ファンの開発にむけて、羽根車の組合せおよび RV 形状がファン全体の空力特性に及ぼす影響について実験的に検証した。ここでは、主に単段並びに多段化したファンの空力特性を調べた。以下に主な結論を示す。

1. 単独の後向き及び前向き羽根車の圧力・効率に及ぼす RV 入口羽根角の影響を調べた。本実験条件下では、最大効率は後向き羽根車に実験より得られた羽根車出口流れ角に近い $\beta_3 = 15^\circ \sim 20^\circ$ の RV を付加した場合の最大効率が高い値を示す。
2. 本条件範囲で多段化した際に、最大効率点で Ψ が最も大きいのは 1 段目、2 段目ともに前向き羽根で $\beta_3 = 9^\circ$ の場合、最大効率点の Φ 及び最大効率値が大きいのは 1 段目後向き、2 段目前向き羽根で $\beta_3 = 15^\circ \sim 20^\circ$ の場合である。
3. 低流量域において RV 入口付近にはセル構造のじょう乱が周方向、前回りに伝播する旋回失速と思われる不安定流れが発生するが、この不安定流れがファン全体の性能に及ぼす明確な影響は確認されなかった。また、セル数並びに旋回速度比は流量に依存し、 $\beta_3 = 9^\circ$ と $\beta_3 = 20^\circ$ を比較すると $\beta_3 = 20^\circ$ の旋回速度比が $\beta_3 = 9^\circ$ の場合よりも大きい。

Nomenclature

b	: width of blades	[mm]
D	: diameter	[mm]
f_i	: dominant frequency of instability	[Hz]
N	: number of revolutions	[rpm]
P	: pressure	[Pa]
P_{rec}	: pressure recovery coefficient eq.(4)	[-]
P_w	: input electric power	[W]
ΔP	: differential pressure	[Pa]
Q	: flow rate	[m ³ /min]
r	: radius	[mm]
t	: time	[s]
u_θ	: peripheral speed of impeller outlet	[m/s]
v_r	: radial velocity	[m/s]
v_θ	: circumferential velocity	[m/s]
v^*	: non-dimensional velocity fluctuation	[-]
V_{rms}^*	: non-dimensional RMS value of velocity fluctuation	[-]
Z	: number of blades	[-]
α	: flow angle	[deg]

β	: vane angle	[deg]
η	: total efficiency eq.(3)	[%]
θ	: angle of pressure transducers	[deg]
θ_l	: phase difference	[deg]
ρ	: density	[kg/m ³]
Φ	: flow rate coefficient eq.(1)	[-]
Ψ	: pressure coefficient eq.(2)	[-]

Subscript

1	: impeller inlet
2	: impeller outlet
3	: return vane inlet
4	: return vane outlet
m	: measurement point

参考文献

- [1] Inoue, Y. and Koizumi, T., An Experimental Study on Flow Patterns and Losses in Return Passages for Centrifugal Compressors, ASME FED., Vol. 3, 13–21 (1983).
- [2] Kanemoto, T. and Toyokura, T., Studies on Circular Cascades for Inverse Method and Centrifugal Turbomachine: 2nd Report, Flow Through Cascade and Cascade Performance (in Japanese), Japan Society of Mechanical Engineers (B), Vol. 52(432), 59–67 (1986).
- [3] Nishida, Y., Nishida, H., Kobayashi, H. and Nishoka, T., Experimental and Numerical Study of Return Channel Flow Influence on Surge Margin of a Multistage Centrifugal Compressor, Proc. of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Paper No. GT2015-42546 (2015).
- [4] Sakurai, T., Experiments of Return Guide Vanes of Blowers, Hitachi Review, Vol. 44, 55–58 (1962).
- [5] Ravinder, R. P., and Sakiran, M., Aerodynamic Analysis of Return Channel Vanes in Centrifugal Compressors, International Journal of Mechanical Engineering, Vol. 5(1), 73–82 (2016).
- [6] Hildebrandt, A. and Schilling, F., Numerical and Experimental Investigation of Return Channel Vane Aerodynamics With Two-Dimensional and Three-Dimensional Vanes, Journal of Turbomachinery, Vol. 139(1), 011010 (2016).
- [7] Rude, C., Rossbach, T., Wedeking, M., Grates, D. R. and Jeschke, P., Experimental and Numerical Investigation of the Flow Inside the Return Channel of a Centrifugal Process Compressor, Journal of Turbomachinery, Vol. 138(10), 101006 (2016).
- [8] Oshida, Y., Matsui, H., Yuasa, T. and Takeuchi, T., Centrifugal Pumps, Gear Pumps, Centrifugal Fan (in Japanese), 106–147, Ohmsha, Ltd., Tokyo (1989).