不安定特性発生時の斜流ポンプ動翼内部流れの時間変化

萩谷 功^{*1}, 加藤 千幸^{*2}, 山出 吉伸^{*3}, 深谷 征史^{*4}, 長原 孝英^{*5}

Unsteady blade-passage flows of a mixed-flow pump at performance-curve instability

Isao HAGIYA ^{*1}, Chisachi KATO ^{*2}, Yoshinobu YAMADE ^{*3}, Masashi FUKAYA ^{*4}
and Takahide NAGAHARA ^{*5}^{*1, *4} Hitachi, Ltd., Research and Development Group
832-2 Horiguchi, Hitachinaka-shi, Ibaraki 312-0034, Japan^{*2} Institute of Industrial Science, The University of Tokyo
4-6-1 Komaba, Meguro-ku, Tokyo 153-8505, Japan^{*3} Mizuho Information and Research Institute, Inc.
2-3 Kanda Nishiki-cho, Chiyoda-ku, Tokyo 101-8443, Japan^{*5} Hitachi, Ltd., Industrial Products Company
603 Kandatsu-machi, Tsuchiura-shi, Ibaraki 300-0013, Japan

Received: 23 August 2017; Revised: 8 November 2017; Accepted: 26 December 2017

Abstract

For designing a high-performance mixed-flow pump, control and suppression of performance-curve instability is crucial. For doing so, clarification of the essential flow physics that leads to the performance-curve instability is crucial in addition to an accurate prediction of the performance curve. We investigated internal flows of a mixed-flow pump, with performance-curve instability at round 60% of the designed flow rate, by using Large Eddy Simulation (LES). In the previous report, we clarified that drop of the Euler's head caused by stall near the tip of the impeller's blades is the major cause of the performance-curve instability. In the present report, we investigated in detail unsteady internal flows of individual blade passage near the head-drop point. As a result, we clarified the followings. (1) When the flow rate through a blade passage is low, the Euler's head is high for that particular passage, and this condition propagates in the direction of the impeller rotation for the whole impeller while the impeller makes approximately 20 revolutions. (2) Upstream flow of the stalled blade passage is deviated to the downward neighboring blade passage, resulting in increase in the load of the neighboring blade near its trailing edge. The neighboring blade passage will then be stalled. (3) When the flow rate in a stalled blade passage reaches the minimum, the passage starts to recover from stall while the pressure gradient in the streamwise direction will decrease.

Keywords : Mixed-flow pump, Performance curve instability, Stall, Unsteady passage flow, Large eddy simulation

1. 緒 言

ターボ機械の長年の課題として、機械の運転を不安定にする不安定特性（右上がり揚程特性）の抑制がある。ポンプについては、キャビテーション性能の向上、運転範囲の拡大に加えて、高効率化も重要であり、また、ポンプを接続する配管強度やケーシング強度の信頼性を向上させるために、締切揚程比の低減も課題である。これら要求を全て満足させようとする、不安定特性が発生しやすい。

不安定特性の抑制のためには、不安定特性が発生する詳細なメカニズムの解明が必要である。黒川ら（黒川他、1993）は羽根車入口の再循環流モデルに基づいた性能予測法を提案し、不安定特性が発生する原因は、羽根車上流に再循環流が形成され、動翼に流入する流れに与えられる強い予旋回の影響で理論揚程が急激に低下するため

No.17-00363 [DOI:10.1299/transjsme.17-00363], J-STAGE Advance Publication date : 12 January, 2018

^{*1} 正員, (株)日立製作所 研究開発グループ (〒312-0034 茨城県ひたちなか市堀口 832-2)^{*2} 正員, フェロー, 東京大学 生産技術研究所 (〒153-8505 東京都目黒区駒場 4-6-1)^{*3} 正員, みずほ情報総研(株) (〒101-8443 東京都千代田区神田錦町 2-3)^{*4} 正員, フェロー, (株)日立製作所 研究開発グループ^{*5} 正員, (株)日立製作所 インダストリアルプロダクツ社 (〒300-0013 茨城県土浦市神立町 603)

E-mail of corresponding author: isao.hagiya.un@hitachi.com

だとしている．後藤ら (Goto, 1992) は不安定特性が発生する際には，動翼の負圧面シュラウド側にはく離が発生して低エネルギー流体が集積する兆候が見られ，不安定特性は動翼の失速により発生すると考察している．西ら (西他, 2013) は動翼先端流れに注目し，壁面失速に起因した逆流が不安定特性の原因であると報告している．しかし，不安定特性が発生する流量付近の内部流れは三次元性と非定常性が強いいため，この流量付近で流量の変化に対する流れの変化を詳細に分析し，不安定特性が発生するメカニズムを説明した報告は未だない．さらに，一般に動翼の失速タイプには前縁失速型，後縁失速型，および薄翼失速型などの種類があり，失速特性も異なる (McCullough and Gault, 1951; Hirose, 2003) が，不安定特性が発生している場合の失速パターンも明らかにされていない．このように，ポンプにおいて不安定特性発生メカニズムは未だ完全には解明されておらず，そのため，不安定特性を抑制した限界設計は実現されていない．

ポンプの不安定特性の解明のためには内部流れを詳細に把握する必要があるが，実験により内部流れを詳細に把握することには限界があり，内部流れを精度良く予測できるシミュレーション技術の開発が望まれている．近年の計算機性能の向上とシミュレーション技術の発達に伴い，ポンプの設計にも Reynolds-Averaged Navier-Stokes Simulation (RANS) の適用が普及している (Nagahara et al., 2006; Hiradate et al., 2010; Kobayashi et al., 2013)．しかし，不安定特性が発生する流量付近の内部流れは，大規模なく離や局所的な失速を伴い，非定常性が強くなるため，RANS によりこのような内部流れを高精度に予測することは難しい．不安定特性発生時の内部流れの解析には，大規模なく離を伴った，非定常性が強い流れを高精度に予測できる Large Eddy Simulation (LES) の適用が有用である．加藤ら (加藤他, 2002) や山出ら (Yamade et al., 2009) は不安定特性の現象解明を目的として，LES を用いた斜流ポンプの予測手法を検討し，不安定特性が発生して全揚程が局所的に低下する流量点においては，動翼のチップ側後縁の圧力が増加し，流れが逆流するといった特徴的な流れ場が観察されたことを報告している．Paco 等 (Paco et al., 2017) はポンプ運転時のポンプタービンにおいて，低負荷（低流量）条件においてディフューザ流路で発生する旋回失速を比較的大規模な LES 解析により再現することに成功し，ディフューザ流路内で失速セルが旋回するメカニズムを明らかにしている．しかしながら，本研究が対象としているような比較的比速度が高い斜流ポンプの羽根車動翼内の流れが，揚程が右上がり特性を示す流量時にどのように時間変化しているのかに関してはほとんど理解されていない．

本研究では，60%流量付近に不安定特性を有する比速度 1000 [min^{-1} , m^3/min , m]の斜流ポンプの内部流れを LES により解析し，不安定特性の発生メカニズムを詳細に解明することを目的としている．前報 (萩谷他, 2016) においては，揚程曲線の計算値が実測値と比較的良く一致し，解析手法が妥当であることを報告し，不安定特性発生時には動翼チップ近傍領域が後縁側から発生した失速領域で覆われることを明らかにした．その結果として，動翼前縁側において仕事がなされなくなり，理論揚程及び全揚程が低下して不安定特性が発生することを明らかにした．また，不安定特性が発生する過渡時の流量点においては，失速域で覆われた動翼翼間と覆われていない翼翼間とが混在することを報告した．本論文では，不安定特性発生時の動翼内部の非定常流れを詳細に分析した結果を報告する．

2. 主な記号および略号

Q	: 流量	[m^3/s]
Q_{BEP}	: 設計点流量 (最高効率点)	[m^3/s]
D_2	: 動翼の代表直径	[m]
U_2	: 動翼の代表直径における周速度 (基準流速)	[m/s]
H	: 揚程	[m]
g	: 重力加速度	[m/s^2]
Vel	: 相対速度	[m/s]
step	: 計算ステップ数	[-]
C_p	: 圧力係数	[-]
P	: 圧力	[Pa]
ρ	: 流体の密度	[kg/m^3]

z_{imp}	: 羽根車入口面からの軸方向距離	[m]
β	: 流れ角度	[degree]
C_u	: 絶対流れの周方向速度成分	[m/s]
AoA	: 迎え角, <u>A</u> tack of <u>a</u> nge	

3. 供試ポンプと解析条件

3・1 供試ポンプ

供試ポンプは前報（萩谷他, 2016）と同一の比速度 $1000 [\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}]$ の斜流ポンプであり、図 1 に示す解析モデルの斜視図のように、動翼枚数 5 枚のオープン羽根車と静翼枚数 12 枚のディフューザ流路を有する。羽根車の上流側に直管状の吸込管があり、吸込管の中の羽根車直前に十字型の整流板がある。ディフューザ流路の下流側は曲がり管を介して直管状の吐出管へつながっている。

Fig. 1 Perspective view of computational model for test pump.

3・2 解析領域と解析条件

解析領域と解析条件は前報（萩谷他, 2016）と同一である。解析領域は図 1 に示すように、領域①：吸込管領域、領域②：羽根車キャップ領域、領域③：羽根車領域、領域④：案内羽根領域、領域⑤：曲がり管領域、領域⑥：吐出管領域の 6 領域をオーバーセット法を用いて結合し、LES 解析を実施した。領域①、領域④、領域⑤と領域⑥は静止系場とし、領域②と領域③は回転系場とした。流体解析プログラムには FrontFlow/blue（Kato et al., 2007; Guo et al., 2006）を用い、LES のスマゴリンスキー・モデルモデルにはダイナミック・スマゴリンスキー・モデル（Dynamic Smagorinsky Model, DSM）を用いた。また、運動方程式の解法にはクランク・ニコルソン法を用いた。連続の式は Fractional step 法により解いたが、オーバーセット法に伴う非物理的な圧力波の発生を防止するために低マッハ数近似（マッハ数 0.2）を導入した。また、壁面近傍での壁面モデルは用いなかった。境界条件としては、領域①の入口境界には一様な一定速度を与え、領域⑥の出口境界には圧力 0 とトラクション・フリー条件を与えた。隣接する領域同士は数格子分の幅で重なり合っており、オーバーセット法に基づいて計算中に速度と圧力のデータを交換することにより、全体として連続した流れ場の計算が行われる。壁面境界には non-slip 条件を与えた。時間刻みは 1 回転当たり 5,120 step となるように設定した。

全領域の計算格子の合計数は 760 万であり、羽根車領域の格子数は 230 万である。代表として、羽根車動翼のチップ前縁における格子の無次元距離は、翼弦方向、壁面垂直方向、スパン方向にそれぞれ、400, 400, 1000 である。本研究で用いた計算格子の解像度は、Re 数が 10^6 オーダーである羽根車動翼表面に発達する乱流境界層内の渦挙動を解析するには、粗く不十分である。しかし、流路内にある大規模な渦の非定常的な挙動を再現すること

は可能であり、全揚程が主として、羽根車部と案内羽根部の大きなはく離流れの挙動が主流に影響を与えることにより決定されると仮定すれば、本研究で用いたような粗い計算格子による LES によっても、不安定特性の要因となる現象の予測と発生メカニズムの分析が可能であると考えた。

流量は、最高効率点の流量 Q_{BEP} を 100% 流量と定義し、40% 流量～130% 流量の計 17 流量を計算し、特に不安定特性が発生する流量である 60% 流量付近については、55%, 58%, 60%, 60.5%, 61%, 62%, 63%, 65% の 8 流量点で LES 計算を実施した。1 回転あたり 64 個のデータをサンプリングし、統計処理することによって、非定常内部流れを分析した。

4. 揚程曲線の解析予測値と実測値の比較

図 2 と図 3 に水力性能の計算値と実験値との比較を示す。これらの図は前報（萩谷他, 2016）でも示した図を再掲した。図 3 は不安定特性が発生する近傍の流量の拡大図である。流量は最大効率点の流量 Q_{BEP} で規格化して示した。全揚程は入口（図 1 領域①の流入面）と出口（図 1 領域⑥の流出面）の全圧の流量平均値の差より算出した。解析結果の理論揚程は羽根車の上流（図 1 領域②の流入面）と下流（図 1 領域③の流出面）の角運動量の流量平均値を求め、それらの差より算出した。したがって、ケーシング壁面における摩擦トルクが差し引かれたものになっているがこの影響は無視できるほど小さい。解析結果は 61% 流量と 60% 流量の間で顕著な右上がり揚程特性（不安定特性）を示している。本研究では、図 3 中に示したとおり、61% 流量を（A）不安定特性の開始点（Start point）、60% 流量を（B）不安定特性の終点（End point）と定義した。さらに、この間の 60.5% 流量を（C）不安定特性の発達過渡時の流量点（Transitional point）として、特に詳細に内部流れを分析した。

Fig. 2 Comparison of measured and computed Euler's head and total head. The measured and computed heads agree well each other. Both head curves have a positive slope at around 60% flow rate ratio.

Fig. 3 Enlarged view of total head near instability point. (A), (B), and (C) respectively indicate, start, end, and transitional points of the positive slope.

5. 不安定特性発達途中における非定常流れ場の分析

不安定特性の主要因であると考えられる動翼の失速が発生するメカニズムを分析するため、過渡状態である流量点（60.5% 流量）の解析結果を用いて、動翼部内部流れの非定常変化を詳細に分析した。この流量点の羽根車部チップ近傍においては、図 4（前報（萩谷他, 2016）の図を再掲）に示すように、低速の流体塊に覆われた動翼翼間と覆われていない翼間とが混在していることを前報にて報告している。図中に低速の流体塊に覆われた動翼翼間流路を点線で示した。

Fig. 4 Distribution of relative velocity on conical surface near blade tip around instability point (60.0%, 60.5%, 61% flow-rate ratios). For 60.0% flow-rate ratio, stagnant regions cover all blade passages on the tip side. For 61% flow-rate ratio, no blade passages are covered with a stagnant region. For 60.5% flow-rate ratio, two passages are covered with stagnant regions.

5・1 動翼の各翼間の理論揚程と流量の時間変化

本節では、各翼間流路の理論揚程と流量の時間変化について、分析した結果を報告する。図5に本報告における動翼と翼間流路の定義を示す。ある時点において、ほぼ12時の方向にある動翼をblade 1とし、blade 1から時計回り（羽根車の回転と逆向き）にblade 2からblade 5を定義した。また、blade 1とblade 2との翼間流路をpassage 1（図中ではpass 1と表記）と定義し、動翼と同様に、時計回りにpassage 2からpassage 5を定義した。つまり、各動翼の負圧面側の流路を動翼と同じ番号を付けて称する。

(C) 不安定特性の発達過渡時の流量点（Transitional point）における、各動翼翼間流路の理論揚程と流量の時間変化をそれぞれ図6と図7に示す。これらの値は羽根車1回転分の移動平均処理を施した値である。図2および図3に示した理論揚程と同じく、理論揚程は翼間流路の入口と出口の間の角運動量の増加量から算出した。さらに図中に、各翼間を時間平均し、かつ全翼間を平均した値を示す。各図において、(a)は羽根車の元の位相に対して理論揚程や流量を示したものであり、(b)はそれらをpassage 1から1翼間分離れる毎に羽根車4回転分左向きにオフセットして示したものである。理論揚程、流量ともに平均値の±10%程度変動している。図6(b)と図7(b)より、理論揚程と流量はともに、1翼間当たり4回転分時間をオフセットすることで、各翼間の波形が概ね一致することがわかる。このことから、ここで見られる現象は羽根車が4回転する間に1翼間移動しており、20回転する間に5翼間（羽根車1周分）移動していることがわかる。すなわち、羽根車回転数のおおよそ1/20の速度で羽根車と逆向きに伝播していることがわかる。また、理論揚程の時間変化と流量の時間変化は明らかに相関を持っており、この点に関しては後述する。

次に、(A) 不安定特性の開始点である61%流量と(B) 終了点である60%流量における各翼間流路の理論揚程の時間変化を図8に示す。理論揚程は図6(a)と同様の移動平均処理をした値である。図6, 7と同じく図中に、各翼間を時間平均し、かつ全翼間を平均した値を示す。図6(a), および図8(a), (b)より、不安定特性の発達過渡時（60.5%流量）における理論揚程の変動幅（0.14）は開始点や終了点での値（それぞれ0.071と0.083）よりも大きく、不安定特性の発達過渡時において変動が最大となる。また、発達過渡時における理論揚程の最大値は不安定特性の開始点（61%流量）における最大値より若干大きく（0.63）、一方、最小値は終了点（60%流量）における最小値より若干小さい（0.49）ことから、発達過渡時には、各翼間流路の状態が不安定特性の開始点に近い状態と終了点に近い状態との間で交互に変化しているものと考えられる。なお、不安定特性の開始点である61%流量と終了点である60%流量においては、各動翼流路の理論揚程の時間変化が羽根車の位相をオフセットすることによりほぼ一致することはなかった。したがって、これらの流量においては羽根車内を旋回する前記現象

は生じていないものと考えられる。以下、不安定特性の発達過渡時の流量点（Transitional point）において発生している，羽根車内を旋回する前記現象を解明するために，この流量における動翼翼間流れを分析した結果を説明する。

Fig. 5 Naming rule for blades and blade passages

(a) Raw data

(b) Offset data

Fig. 6 Variation of Euler's head of each blade passage with respect to impeller's revolution at transitional point of positive slope ($60.5\%Q_{BEP}$). The Euler's heads of passage 2 through passage 5 are plotted with an offset respectively of 4, 8, 12, and 16 impeller's resolutions in (b), where their Euler's heads approximately correspond with each other. Therefore, condition of the high Euler's head propagates to the next blade passage while the impeller makes approximately 4 revolutions.

(a) Raw data

(b) Offset data

Fig. 7 Variation of flow-rate through each blade passage with respect to impeller's revolution at transitional point of positive slope ($60.5\% Q_{BEP}$). The flow-rates of passage 2 through passage 5 are plotted with an offset respectively of 4, 8, 12, and 16 impeller's resolutions in (b), where their flow-rates approximately correspond with each other. Therefore, condition of the low flow rate propagates to the next blade passage while the impeller makes approximately 4 revolutions.

(a) Start point of the positive slope ($61\% Q_{BEP}$) (b) End point of the positive slope ($60\% Q_{BEP}$)

Fig. 8 Variation of Euler's head of each blade passage with respect to impeller's revolution at start (a) and end (b) points of positive slope. The maximum amplitude in the Euler's head are 0.071 and 0.083, respectively for the start and end points of the positive slope. These are smaller than that (0.14) for the transitional point shown in Fig. 6 (b).

60.5%流量における各動翼チップ側の圧力分布（翼負荷分布）を羽根車 4 回転ごとに図 9 (a) から (d) に示す。また、比較のために 60%流量における羽根車 4 回転目の圧力分布を同図 (e) に示す。縦軸の圧力は以下の式 (1) に示すように基準静圧 P_∞ との差を動翼代表直径 D_2 の周速 U_2 に対する動圧で無次元化した値であり、一方、横軸は羽根車入口面からの軸方向距離を動翼の代表直径 D_2 で割った値である。(a) に示した 60.5%流量の 4 回転時においては、図中に「stall」と示した「blade 4」と「blade 5」の前縁の負荷が低下しており、失速していることが確認される。なお、本論文では動翼の前縁負荷が低下している場合にその動翼は失速していると称し、また、翼間流路の流量が低下している場合にその流路は失速していると称している。(b) ~ (d) に示した 60.5%流量の 8 回転時、12 回転時、16 回転時の圧力分布から、羽根車が約 4 回転する間に動翼の失速状態は羽根車の回転とは逆向きに動翼 1 ピッチずつ伝播することが確認される。動翼枚数は 5 枚であるため、失速は羽根車が約 20 回転する間に羽根車の回転方向とは逆向きに 1 回転することになる。つまり、動翼の失速は羽根車の旋回速度に対して約 5%の遅い旋回速度で旋回していることになる。失速の旋回速度が遅い理由に関する考察は後述する。なお、(e) に示した不安定特性の終了点である 60%流量では全ての動翼で前縁の負荷が低下しており、失速していることが確認される。

$$C_p = \frac{2(P - P_\infty)}{\rho U_2^2} \quad (1)$$

(a) 4 revolution for 60.5 % flow rate

(b) 8 revolution for 60.5 % flow rate

(c) 12 revolution for 60.5 % flow rate

(d) 16 revolution for 60.5 % flow rate

(e) 4 revolution for 60 % flow rate

Fig. 9 Evolution of pressure distributions near tip of each blade for 60.5 % flow-rate ratio (Fig. 9-(a) to Fig. 9-(d)) and that at 4th impeller's revolution for 60.0 % flow-rate ratio (Fig. 9-(e)). For 60.5 % flow-rate ratio, blade loads near the leading edge are small for blade 4 and blade 5 at 4th impeller's revolution and those are small for blade 5 and blade 1 at 8th impeller's revolution, which indicates that the blade stall propagates to the neighboring blades in the opposite direction to the impeller's rotation while the impeller makes 4 revolutions. To the contrary, for 60.0 % flow-rate ratio, all the blades are stalled at 4th impeller's revolution.

次に、動翼の負荷の変化と動翼翼間流れの変化との関係を調査するために、60.5%流量における動翼チップ近傍の円錐断面内の相対速度分布、流れ角度分布、ならびに圧力分布をそれぞれ図 10 (a) から (d) に示す。これらの図の左側は羽根車 4 回転時の流れを示し、右側は 8 回転時の流れを示す。なお、流れ角度は羽根車の周速度と逆向きの接線方向を 0 度と定義し、図で時計まわりの向きを正とした。図 10 (a) の相対速度分布によると、低速領域で覆われ失速状態にある翼間流路が羽根車の回転と逆向き (passage 3, 4 から passage 4, 5) に移動している。このとき、点線の矢印で示す様に、blade 5 の負圧面側の後縁で発生した低速領域が発達して前縁側に拡大し、翼間流路全域を覆う様子が観察され、後縁型失速であることが明らかとなった。後縁型失速が発生した理由は、図 9 に示したように、動翼後縁側の負荷が比較的高いためであると思われる。また、一点鎖線の矢印で示すように、羽根車 4 回転時には負圧面側の翼間流路全域が低速領域で覆われていた blade 3 では、前縁から後縁に向かって低速領域が消えていく様子が観察された。図 10 (b) には流れ角度分布を示し、図 10 (c) には速度ベクトルを追加した図 10 (b) 中の blade 1 前縁の拡大図を示した。図 10 (b) と図 10 (c) によると、図中 A と示した領域では動翼負圧面から流れがはく離しているために流れ角度が著しく大きくなっている。特に、負圧面で流れがはく離する動翼の負圧面側の翼間の流れの向きはほぼ周方向になるため、図 10 (a) において中抜き矢印により示した様に、羽根車の回転と逆向きの方向で隣接する動翼の迎え角が大きくなる。図 10 (d) の静圧分布によると、図中 B と示した低速領域で覆われた翼間流路の前縁側は圧力勾配が小さくなっている。動翼が失速すると流れを転向しなくなるため、圧力も上昇しなくなるためである。その後、圧力勾配 (圧力の上昇) が小さくなることで再び翼間流を通過する流量が増大し始めると考えられるが、それに関しては次の図 11 により詳述する。

(d) Distribution of static pressure

Fig. 10 Instantaneous flows in blade passages near blade tip at 4th (left) and 8th (right) impeller's revolution for 60.5% flow-rate ratio. (a) Regions with low velocity first appear near the trailing edge and expand toward the leading edge. They propagate in the direction opposite to impeller's rotation (from passages 3 and 4 to passages 4 and 5). (b) The flow angles are high in the low-velocity regions. AoA of the neighboring blade in the direction opposite to the impeller's rotation will increase. (d) Positive pressure gradients near the leading edge are low in passages with low-velocity regions.

各動翼翼間の流入角および圧力分布を比較し易くするために、前縁部における流入角の周方向分布と図 10 に示した圧力分布を円筒面に展開した結果とを図 11 に示す。この図 11 は特に動翼前縁近傍の圧力勾配を比較することを目的としているが、ほぼ全翼弦長にわたり翼間流れを表示している。なお、図中の矢印は動翼に流入する相対流れの向きを表す。この図 11、ならびに前掲の図 7、図 9、および図 10 から、失速や失速からの回復は以下のようなメカニズムで動翼翼間を伝播していくものと理解できる。なお、各言及において参照した図を括弧内に示す。図 9 (a) からわかるように、羽根車 4 回転時においては、blade 4 と blade 5 が失速している。一方、翼間流路については図 7 (a) および図 10 (a) からわかるように、この羽根車 4 回転時において、passage 3 は失速から回復しつつあり、passage 4 は完全に失速しており、また passage 5 は失速しつつある。

まず、blade 5 ならびにその負圧面側の翼間である passage 5 に注目する。羽根車 4 回転時において、blade 5 前縁の負荷は既に低下しているが (図 9 (a))、負圧面側のはく離領域 (低速な流体領域) は後縁から前縁に拡大し続けており (図 10 (a))、その負圧面側の流路である passage 5 の流量は減少している (図 7 (a))。このことにより、passage 5 を介して blade 5 と対向する blade 1 に流入する流れが周方向に向くようになり (図 10 (a) および同図 (b))、blade 1 の負荷が増大する。このため、blade 1 の負圧面後縁近くから流れのはく離が始まり、前縁まで徐々にはく離領域が拡大する (図 10 (a) および同図 (b))。羽根車 8 回転時において、blade 1 の前縁負荷は低下しており失速しているが (図 9 (b))、その負圧面側の翼間流路である passage 1 の流量はまだ減少を続けている (図 7 (a))。これが羽根車の回転方向と逆向きにある動翼翼間に失速状態が伝播するメカニズムである。

次に、blade 3 ならびにその負圧面側の翼間である passage 3 に注目する。前述のように羽根車 4 回転時において passage 3 の流量は増大しつつあり (図 7 (a))、passage 3 は失速した状態から回復し始めている。この時点において、blade 3 の前縁負荷は既に増大しているが (図 9 (a))、このことは blade 3 前縁負圧面側ではく離していた流れが再度付着している (図 10 (a)) ことを意味している。しかし、blade 3 の翼負荷は blade 2 や blade 1 と比較するとまだ小さい (図 9 (a))。このため、blade 3 負圧面側の翼間である passage 3 の圧力上昇は blade 2 や blade 1 の負圧面側の翼間である passage 2 や passage 1 の圧力上昇と比べると小さい (図 11 (a))。すなわち、passage 3 には流れ易い条件が整っている。この時点において、passage 4 の圧力上昇も passage 2 や passage 1 の圧力上昇と

比較すると小さいが (図 11 (a)), 前述のように, passage 4 を形成する blade 4 前縁の流れが負圧面ではなく離れているために, passage 4 には流量が増大する (失速から回復する) 条件が整っていない. 一方, 羽根車全体の流量, すなわち, passage 1 から passage 5 の流量の総和は変わらないため, 失速状態にあって流量が少なくなっている翼間, passage 3 ならびに passage 4 の流量を補うために, 羽根車内の他の翼間の流量が増大する. 上記のように, passage 3 が最も流量が増大し易い条件が整っているため, passage 3 の流量が選択的に増大する (図 7 (a)). passage 3 の流量が増大することに伴い, blade 3 負圧面側のはく離点が後縁側に移動し (図 10 (a)), 羽根車 8 回転時においては, blade 3 負圧面側の流れは後縁まで付着し (図 10 (a) および同図 (b)), それに伴い, blade 3 の翼負荷もこの時点で増大する (図 9 (b)). blade 3 負圧面側の流れが後縁まで付着したものになる (図 10 (a)) ことにより, 羽根車 8 回転時において, blade 4 に流入する流れの迎え角が減少する (図 10 (b)). このことにより, blade 4 前縁から負圧面に回り込む流れが再度付着し (図 10 (a) および同図 (b)), blade 4 の前縁負荷が増大する (図 9 (b)). この時点においては passage 4 の翼負荷はまだ小さく (図 9 (b)), 圧力上昇も大きくないため (図 11 (b)), passage 4 が最も流量が増大し易い翼間となり, passage 4 の流量が増大する (図 7 (b)). 以上が失速状態から回復する翼間が旋回していくメカニズムである.

Fig. 11 Instantaneous flow angle at L.E. (left) and pressure distributions of blade passages expanded onto cylindrical surface (right) at 4th and 8th impeller's revolution for 60.5% flow-rate ratio

前記失速が進行する過程と失速から回復する過程が羽根車動翼内を旋回するメカニズムに追加して、各動翼の理論揚程と旋回失速との関係について考察する。前掲の図 7 (b) によると、各動翼翼間は羽根車 6 回転時から 16 回転時にかけて流量が減少（失速が進行）し、同 16 回転時から 26 回転時にかけて流量が増大（失速状態から回復）している。（ただし、以降の議論において羽根車回転数はオフセットした値を用いている。また、羽根車の回転時の値は概略の値である。）一方、図 6 (b) によると、各翼間の理論揚程は翼間流量が減少し始める時（羽根車 6 回転時）には既に増加しつつあり、羽根車 13 回転時から減少に転じ、その後、羽根車 21 回転時から再び増加している。つまり、各翼間の流量の時間変化と理論揚程の時間変化はおおむね負の相関を持っているが、理論揚程の変化の方が羽根車 5 回転程度早く位相が進んでいる。このことは、負圧面後縁近傍ではく離が生じると絶対流れの旋回速度成分が大きくなり、理論揚程は直ちに増大し始めるが、翼間の流量が減少し始めるのははく離点がある程度前縁に移動してから起こることを意味している。

以上、不安定特性発生の過渡時において、動翼負圧面側後縁近傍から発生するはく離領域の拡大（はく離点の前縁へ向けた移動）と縮小（はく離点の後縁へ向けた移動）が羽根車内の動翼翼間で順次発生し、このことにより、失速状態が羽根車内を旋回することを明らかにした。この失速セルが旋回するメカニズムは、Paco 等 (Paco et al., 2017) が明らかにした、低流量のポンプ運転時にポンプ水車のディフューザ流路内で失速セルが旋回するメカニズムと同じである。回転翼列であっても静止翼列であっても失速セルが旋回するメカニズムが同じである点は興味深い。なお、Paco 等が対象としたポンプ水車における失速セルの旋回速度は羽根車回転数の約 2% である。Paco 等は失速セルの旋回速度を定量的に予測するためには境界層内の縦渦を解像することが重要であることを見出し、特に、失速した状態から回復を始めるまでの時間が境界層の縦渦の解像度により大きく異なることを報告している (Paco et al., 2017)。彼等は比較的大規模な流れである失速セルの挙動はレイノルズ数に大きく依存しないものと仮定し、レイノルズ数を実際の 25 分の 1 にすることにより、実験値と良く一致する失速セルの旋回速度を得たと報告している。本研究では失速セルの旋回速度に関する実験データの取得が困難であったため実験との比較は行っていないが、失速セルの旋回速度に関してはさらなる研究が必要であると考え。Paco 等が言及している失速状態から回復を始めるまでの時間に関して、はく離点の直ぐ下流の境界層は間欠的にはく離と附着を繰り返しており、境界層の解像度が十分にあると縦渦が再現され、縦渦が壁面近傍に持ち込む運動量によって附着した状態が維持されると推定しており、この仮説の検証に関しては後報にて報告したい。また、羽根車内で発生する旋回失速に関しては、本研究で報告した後縁型失速に起因するもの以外に、前縁型失速に起因するものも報告されている (Yamanishi et al., 2007)。Yamanishi 等が報告している失速セルの旋回速度は羽根車回転数の半分程度であり、本研究で報告したものよりもはるかに速い。前縁型失速に起因する旋回失速と後縁型失速に起因する旋回失速の旋回速度が大きく異なる点も興味深い。これらの失速の違いも近い将来には数値計算により解明されることが期待される。

前報 (萩谷他, 2016) では不安定特性発生前後の時間平均した内部流れを分析し、動翼の理論揚程に関して、前縁から後縁まで領域を流れ方向に 4 分割すると、流量減少に対して後縁側（特にやや中央よりの領域）では増加するが、最も前縁に近い領域で著しく減少し、前縁側での減少量が後縁側での増加量よりも大きくなっていることを報告した。また動翼 blade 2 の翼負荷に関して、チップ近傍の前縁側で失速していることを報告した。

本研究はより詳細に、動翼チップ近傍で後縁側の負荷が比較的高いために後縁型失速が発生しており、前縁側の負荷が低下していることと、後縁側ではく離した流れが隣接する翼の迎え角を増大させていること、を明らかにした。さらに不安定特性過渡時（60.5% 流量）には前述した旋回失速が発生しており、各翼間ではく離点が負圧面前縁に移動して前縁側で理論揚程が減少した状態（流量減少開始）とはく離点が負圧面後縁に移動して後縁側で理論揚程が増大した状態（流量増大開始）が繰り返されているメカニズムを明らかにした。不安定特性の発生直後（60% 流量）は前者、発生直前（61% 流量）は後者の状態に、全ての翼間が安定していると考えられる。

また、本研究で対象とした供試斜流ポンプでは不安定特性が発生するとき、動翼部で旋回失速が発生していることを明らかにしたが、旋回失速が発生していながらも不安定特性が発生しない斜流ポンプの存在を本研究からは否定できない。さらに、本研究では吸込流量を固定した解析を実施して旋回失速の発生を確認したが、実際のポンプでは吸込流量も微小に時間変化するため、旋回失速の状態が安定しないことが推察される。すなわち、旋

回失速の旋回速度が遅いため、旋回失速が1回転する間に吸込流量が変化して失速状態の翼間数が増えたり、全翼間が失速した状態や失速から回復した状態で安定したりして、瞬間的には旋回失速の伝播はあるものの長時間安定して旋回する旋回失速の観測は困難となる可能性がある。斜流ポンプの限界設計を考える上で、旋回失速回避の必要性は、今後の研究と設計データの蓄積により明らかにされることが期待される。

6. 結 言

比速度 $1000 [\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}]$ の斜流ポンプを対象とし、不安定特性の発生メカニズムを把握することを目的として、LESにより流れ場を詳細に分析した。前報の結果から不安定特性の主要因であると考えられる動翼チップ近傍の失速が発生したり、理論揚程が低下したりする原因を分析するため、過渡状態である60.5%流量の解析結果に注目して、動翼部内部流れの変化を分析した。これらの分析により、局所的かつ非定常的な流れ場の挙動を捉えることができ、不安定特性が発生するメカニズムを解明した。本研究から明らかとなったことは以下のとおりである。

- (1) 各動翼翼間流路における理論揚程と流量の時間変化を分析したところ、理論揚程が大きく流量が小さい状態が、羽根車の回転方向と逆向きに伝播し、伝播速度は羽根車回転数の約5%であることを明らかにした。
- (2) 動翼のチップ側における翼負荷、相対速度、流れ角度、および静圧の分布の時間変化を分析した。その結果、以下を明らかにした。ある動翼の負荷が高くなると、動翼の後縁からはく離が発生し、はく離点は徐々に前縁に向けて移動する。このことに伴い、羽根車の回転方向と逆方向にある隣接翼の迎角が大きくなる、そして隣接翼の後縁側からはく離が発生し、はく離点は前縁に向けて移動する。逆に、羽根車の回転方向にある隣接翼の流れが付着したものになると、当該動翼の迎角が減少し、前縁側から流れが再度付着する。しかるに、この時点において翼間の圧力勾配は大きくないため翼間流量が増大し、失速状態から回復する。

本研究の最終的な目標は、前述のように、不安定特性を発生させることなく、斜流ポンプの限界設計を可能にすることである。本研究の成果により、例えば、動翼後縁側の負荷を後縁型失速が生じないように設計したり、後縁型失速が発生しても隣接する動翼に対する流入角を大きくしないように設計したりすることにより、旋回失速の発生および不安定特性の発生を回避できる限界設計の実現可能性を示すことができた。

文 献

- Brooks, T. F., Pope, D. S. and Marcolini, M. A., Airfoil self-noise and prediction, NASA RP-1218 (1989).
- Goto, A., The effects of tip leakage flow on part-load performance of a mixed-flow pump impeller, *Journal of Turbomachinery*, Vol.114 (1992), pp.383-391.
- Guo, Y., Kato, C. and Yamade, Y., Basic features of the fluid dynamics simulation software FrontFlow/Blue, *SEISAN KENKYU*, Vol.58, No.1 (2006), pp.11-15.
- 萩谷功, 加藤千幸, 山出吉伸, 長原孝英, 深谷征史, LESを用いた斜流ポンプ不安定特性の原因特定, *日本機械学会論文集*, Vol.82, No.834 (2016), DOI:10.1299/transjsme.15-00533.
- Hiradate, K., Shimizu, H., Nagai, Y. and Irie, K., Computational evaluation method for inception flowrate of unstable characteristic in mixed flow pumps, *Journal of Fluid Science and Technology*, Vol.5, No.2 (2010), pp.98-110.
- 加藤千幸, ラージ・エディ・シミュレーション (LES) の工学的応用, *日本ガスタービン学会誌*, Vol.35, No.4 (2007), pp.213-218.
- 加藤千幸, 清水勇人, 岡村共由, LESによる斜流ポンプ内部流れの非定常解析 (第1報, 解析手法), *日本機械学会論文集 B 編*, Vol.68, No.670 (2002), pp.1729-1736.
- Kobayashi, K., Hagiya, I., Akiniwa, H., Yoda, I. and Senba, D., Development of double suction volute pump for high efficiency, *Proceedings of the ASME 2013 Fluids Engineering Division Summer Meeting, FEDSM2013-16345* (2013), Nevada, USA.

黒川淳一, 江杰, 北洞貴也, 斜流羽根車の入口逆流モデルと理論揚程および軸動力の予測法,
日本機械学会論文集 B 編, Vol.59, No.557 (1993), pp.143-149.

McCullough, G. B. and Gault, D. E., NACA, TN2502 (1951).

Nagahara, T., Aki, T., Tanaka, S. and Inoue, Y., Investigation of a suction bend and impeller configuration to improve the cavitation performance by use of CFD, 23rd IAHR Symposium (2006), Yokohama, Japan.

西泰行, 福富純一郎, 中村俊介, 翼端羽根負荷分布の異なる斜流ポンプの不安定特性に関する研究,
日本機械学会論文集 B 編, Vol.79, No.801 (2013), pp.939-952.

Pacot, O., Kato, C., Guo, Y., Yamade, Y. and Avellan, F., Large eddy simulation of the rotating stall in a pump-turbine operated in pumping mode at a part-load condition, Journal of Fluids Engineering, Vol. 138, No.11 (2017), pp.111102-1-111102-11.

Yamade, Y., Kato, C., Shimizu, H. and Nagahara, T., Large eddy simulation of internal flow of a mixed-flow pump, Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting, FEDSM2009-78416 (2009), Quebec, Canada.

Yamanishi, Y., Fukao, S., Qiao, X., Kato, C. and Tsujimoto, Y., LES simulation of backflow vortex structure at the inlet of an inducer, Journal of Fluids Engineering, Vol. 129 (2007), pp. 587-594.

References

Brooks, T. F., Pope, D. S. and Marcolini, M. A., Airfoil self-noise and prediction, NASA RP-1218 (1989).

Goto, A., The effects of tip leakage flow on part-load performance of a mixed-flow pump impeller,
Journal of Turbomachinery, Vol.114 (1992), pp.383-391.

Guo, Y., Kato, C. and Yamade, Y., Basic features of the fluid dynamics simulation software FrontFlow/Blue,
SEISAN KENKYU, Vol.58, No.1 (2006), pp.11-15.

Hagiya, I., Kato, C., Yamade, Y., Nagahara, T. and Fukaya, M., Cause specification of performance curve instability in mixed-flow pump by LES, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.82, No.834 (2016), DOI:10.1299/transjsme.15-00533.

Hiradate, K., Shimizu, H., Nagai, Y. and Irie, K., Computational evaluation method for inception flowrate of unstable characteristic in mixed flow pumps, Journal of Fluid Science and Technology, Vol.5, No.2 (2010), pp.98-110.

Kato, C., Industrial application of large eddy simulation,
Journal of the Gas Turbine Society of Japan, Vol.35, No.4 (2007), pp.213-218 (in Japanese).

Kato, C., Shimizu, H. and Okamura, T., Large eddy simulation of unsteady flow in a mixed-flow pump –
(1st report, numerical method), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.68, No.670 (2002), pp.1729-1736 (in Japanese).

Kobayashi, K., Hagiya, I., Akiniwa, H., Yoda, I. and Senba, D., Development of double suction volute pump for high efficiency, Proceedings of the ASME 2013 Fluids Engineering Summer Meeting, FEDSM2013-16345 (2013), Nevada, USA.

Kurokawa, J., Jiang, J. and Kitahara, T., Inlet reverse flow model and prediction of theoretical head and water power of mixed-flow pumps, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.59, No.557 (1993), pp.143-149 (in Japanese).

McCullough, G. B., and Gault, D. E., NACA, TN2502 (1951).

Nagahara, T., Aki, T., Tanaka, S. and Inoue, Y., Investigation of a suction bend and impeller configuration to improve the cavitation performance by use of CFD, 23rd IAHR Symposium (2006), Yokohama, Japan.

Nishi, Y., Fukutomi, J. and Nakamura, S., Study on instability characteristics of a mixed-flow pump of different blade loading distribution near the blade tip, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.79, No.801 (2013), pp.939-952 (in Japanese).

- Pacot, O., Kato, C., Guo, Y., Yamade, Y. and Avellan, F., Large eddy simulation of the rotating stall in a pump-turbine operated in pumping mode at a part-load condition, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 138, No.11 (2017), pp.111102-1-111102-11.
- Yamade, Y., Kato, C., Shimizu, H. and Nagahara, T., Large eddy simulation of internal flow of a mixed-flow pump, *Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting*, FEDSM2009-78416 (2009), Colorado, USA.
- Yamanishi, Y., Fukao, S., Qiao, X., Kato, C. and Tsujimoto, Y., LES simulation of backflow vortex structure at the inlet of an inducer, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 129 (2007), pp. 587-594.