キャビテーション発生時の遠心ポンプ羽根車出口流れの研究*

朝倉 榮次^{*1}, 長谷川 豊^{*1}
菊山 功嗣^{*1}, 野村 陵^{*2}

Study on Exit Flow of a Centrifugal Pump Impeller in Cavitating Condition

Eiji ASAKURA^{*3}, Yutaka HASEKAWA,
Koji KIKUYAMA and Ryo NOMURA^{*3} Nagoya University, Dept. of Mechanical Engineering, Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya, Aichi, 464-8603 Japan

In order to clarify the deterioration mechanism of the pump head due to cavitation, the exit flow of a centrifugal pump impeller with cavitation was studied experimentally. The velocity and total pressure near the exit of the impeller passages were measured by Laser Doppler Velocimetry (LDV) and a total pressure tube both under the cavitating and non-cavitating conditions. From the measured velocities, the slip factor was calculated for different values of the cavitation coefficient and flow rate. It was found that the exit flow pattern was considerably deformed by the existence of the cavities inside the impeller passages and that the increase of slip factor as well as the increase of the hydraulic loss were generated when the cavitation coefficient is decreased.

Key Words: Centrifugal Pump, Cavitation, Impeller, Laser Doppler Velocimeter, Slip Factor

1. 緒 言

ポンプ等の流体機械において、キャビテーションの発生はただ単に揚程減少等の性能低下を引き起こすばかりでなく、騒音、振動の発生の原因となる。特にポンプにおけるキャビテーションの発生による揚程低下のメカニズムを明らかにする研究は過去多くの研究者によりなされており、例えば Horie-Oshima⁽¹⁾ は羽根車流路内で発生するキャビテーションの種類と場所をストロボスコープによる観察によって実験的に明らかにした。著者ら⁽²⁾ も遠心ポンプ羽根車入口におけるキャビテーションを観察している。また近年のポンプの高速化に伴い、キャビテーションによる低揚程を避けるために入口にインデューサを設ける場合があるが、この場合内部に発生するキャビテーションによるインデューサの振動や非定常性能のような新しい問題を引き起こしている。この問題に関して辻本ら⁽³⁾⁽⁴⁾ は巡回キャビテーションによって引き起こされるインデューサの振動の解析を行い、羽根車の回転よりもより

速い回転とより遅い回転とをもつタイプの巡回キャビテーションが生じることを明らかにし、実験との一致を得ている。さらに、竹村ら⁽⁵⁾⁽⁶⁾ も低比速度のポンプ羽根車内の三次元流れに関する数値解析を行い、実験との比較的よい一致が見られたことを示しており、今後数値解析によるキャビテーションの発生時の流れについての研究が行われるものと予測される。しかしながら、キャビテーション発生時のポンプ性能および羽根車内の流れの数値予測は羽根車内が複雑な二相流状態となるため、その正確な予測は極めて困難であり、いまだ十分な解明がなされていない。

本研究は、キャビテーションの発生による揚程低下のメカニズムを明らかにするために、比速度 $n=268(\text{rpm}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m})$ の遠心ポンプを用いて、キャビテーション発生時と未発生時の羽根車出口の速度と全圧の分布を計測し、その結果より滑り係数の算出および全エネルギー損失を求め、キャビテーションの発生が出口流れに与える影響についての考察を行った。

2. 記 号

 A_2 : 羽根車出口面積 m^2 b : ディフューザ出口幅 (=22 mm) c : 絶対速度 m/s

* 原稿受付 2000年1月6日。

^{*1} 正員, 名古屋大学大学院工学研究科 (〒464-8603 名古屋市千種区不老町)。^{*2} 正員, 川崎重工業株式会社 (〒673-8666 明石市川崎町1-1)。
E-mail: asakura@mech.nagoya-u.ac.jp

- C_p : 圧力係数
 H : ポンプ揚程 m
 L : ポンプ軸動力 W
 N : 羽根車回転数 rpm
 n : ポンプ比速度 rpm, m³/min, m
 p : 静圧 Pa
 p_s : 吸込管静圧 Pa
 Q : ポンプ流量 m³/s
 u : 周方向速度 m/s
 w : 相対速度 m/s
 ϕ : 流量係数 $= Q/A_2 u_2$
 η : ポンプ効率 $= \rho g Q H / L$
 κ : 局所滑り係数 [式(1)]
 $\bar{\kappa}$: 平均滑り係数 [式(2)]
 ν : 軸動力係数 $= L / \rho A_2 u_2^3$
 ρ : 水の密度 kg/m³
 σ_F : キャビテーション係数 $= NPSH / (u_1^2 / 2g)$
 ψ : 揚程係数 $= H / (u_2^2 / g)$

添 字

- 1: 羽根車入口
 2: 羽根車出口
 s: 吸込管

3. 実験装置および実験方法

実験装置の概要を図1に示す。タンク内の水は吸込管を経てポンプ内に流入し、ポンプから吐出された水は吐出し管を経て再びタンクに戻る。流量の調節はポンプ吐出し管に設ける調節弁で行った。

供試ポンプの羽根車は、外径 339 mm の半径流形で

Fig. 1 Outline of experimental apparatus

Fig. 2 Pump impeller

あり、比速度 $n=268(\text{rpm}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m})$ である。羽根枚数は $Z=7$ であり、羽根入口角は $\beta_1=22^\circ 20'$ 、出口角は $\beta_2=25^\circ$ 、羽根の厚さは $t=10 \text{ mm}$ である(図2)。

本実験では、LDV による羽根車出口の流れ測定を可能にするために、アクリルでポンプケーシングを製作した(図3)。ケーシング内に通路幅 $b=b_2=22 \text{ mm}$ 、入口径 342 mm、出口径 560 mm のアクリル製二次元翼なしディフューザを設けた。流れの計測に使用した LDV は 2 ビーム差動形の一次元流速計であり、ビーム面を回転させることにより、出口流れの半径方向成分と周方向成分の計測が可能である。オプティカルヘッドからのレーザー光はシュラウド側のケーシング壁面を通してディフューザ内に入射させ、前方散乱光をハブ側で検出する。速度測定点は、光学系を軸方向に移動させることにより羽根車出口から 5 mm 下流の半径距離において 6 箇所に設定した(図4)。

キャビテーションは、真空ポンプを用いて吸込タンク内の圧力を減圧することにより種々の条件で発生させた。またキャビテーションの発生限界の判定はストロボ照射により発生時のキャビテーションを観測することで行った。ポンプの運転条件は、羽根車回転数を 1 100 rpm で一定とし、また水温は約 283 K に保った。

4. 実験結果および考察

4.1 ポンプ性能 本実験に用いた遠心ポンプの性能を図5に示す。本図は回転数 1 100 rpm における

Fig. 3 Pump casing

Fig. 4 Measuring points

Fig. 5 Pump performance

Fig. 6 Changes in the pump head

Fig. 7 Cavitation in the impeller
($\phi=0.16$, $\sigma_F=0.80$)

(a) Non-cavitating condition
($\sigma_F=2.06$, $\phi=0.251$)

(b) Cavitating condition
($\sigma_F=1.07$, $\phi=0.111$)

Fig. 8 Absolute velocity distributions for the Radial components in impeller exit section at $\phi=0.16$

キャビテーション未発生時のポンプの性能曲線であり、横軸は流量係数、縦軸はそれぞれ効率、揚程係数、軸動力係数である。最高効率点は $\eta=0.67$ で、このときの流量係数は $\phi=0.157$ である。

4.2 キャビテーション発生に伴うポンプ性能変化

図6にキャビテーション係数 σ_F に対する揚程係数 ψ の変化を示す。図6中の矢印はストロボ照射による観測に基づき求めた初生点を示す。流量係数 $\phi=0.20$ を除いては、いずれの流量係数の場合も、初生点以下のある一定の σ_F の値になると、急激に揚程係数 ψ が低下するが、その値は低流量になるほど小さい。キャビテーション係数 σ_F に対する効率 η および軸動力係数 v の変化もほぼ同様な傾向を示した。大流量 $\phi=0.20$ の場合にはキャビテーションによる揚程低下点まで十分に減圧することができなかった。

図7に最高効率点に近い流量係数 $\phi=0.16$ 、キャビテーション係数 $\sigma_F=0.80$ における可視化写真を示す。キャビティは羽根高圧および低圧の両面にそって発達しており、羽根車出口の後縁端にシート状のキャビテーションも見られる。キャビティの分布は、流量係数が小さい場合は低圧面側に発生するが、大流量になるにしたがって羽根車入口の流入角の増大のため高圧側にも発生するようになる。

4.3 羽根車出口における速度分布 図8(a), (b)に流量係数が $\phi=0.16$ におけるキャビテーション未発生時($\sigma_F=2.06$)と発生時($\sigma_F=1.07$)の羽根車出口の絶対速度の半径方向成分の分布を示す。キャビテーション未発生時の絶対速度の半径方向成分は羽根低圧側のハブ側で最小値をとっており、流れは高圧側に偏っている。しかし、この流れの偏りは流量係数が増大するにしたがって均一化する。キャビテーションが発生すると、未発生時に高圧側で存在した速度の大

きな領域で絶対速度の半径方向成分が減少している。このことは、キャビテーションが発生することによって渦巻室に沿って圧力の不均一が生じ、羽根車からの非軸対称な流出が生じているためだと考えられる。

図9(a), (b)は同じく流量係数が $\phi=0.16$ におけるキャビテーション未発生時($\sigma_F=2.06$)と発生時($\sigma_F=1.07$)の羽根車出口の絶対速度の接線方向成分の分布を示す。キャビテーション未発生時の絶対速度の接線方向成分は低压側のシュラウド側とハブ側で二つの速度の最大値が存在し、高压側に行くにしたがって減少している。しかし、キャビテーションが発生すると、低压側で絶対速度の接線方向成分がかなり減少している。この減少が滑りを増加させ、キャビテーション発生時のポンプの揚程を低下させる原因となっているものと考えられる。

図10(a), (b)に流量係数が $\phi=0.16$ におけるキャビテーション未発生時($\sigma_F=2.06$)と発生時($\sigma_F=1.07$)の羽根車出口の絶対流出角の分布を示す。絶対

流出角は、キャビテーション未発生時と発生時の両者ともに、羽根高压側と低压側で大きな値をとり流路中央に向かって減少しているが、その減少の程度はキャビテーション発生時の場合のほうが小さい。

4・4 滑り係数 キャビテーションの発生によるポンプ揚程の減少割合を明らかにするために、以下の式によって定義された局所の滑り係数を実験から得られた速度分布を基に算出した。

$$\kappa = \frac{\frac{1}{g}(C_{u2\infty}u_2 - C_{u2}u_2)}{\frac{u_2^2}{g}} \dots\dots\dots (1)$$

図11(a), (b)に流量係数が $\phi=0.16$ におけるキャビテーション未発生時($\sigma_F=2.06$)と発生時($\sigma_F=1.07$)の上記の式によって計算された羽根車出口の局所滑り係数の分布を示す。キャビテーションが発生すると、局所滑り係数は絶対流出角の分布と同様に、流路中央の領域で大きな値を示している。

(a) Non-cavitating condition
($\sigma_F=2.06$, $\phi=0.251$)

(b) Cavitating condition
($\sigma_F=1.07$, $\phi=0.111$)

Fig. 9 Absolute velocity distributions for the tangential components in impeller exit section at $\phi=0.16$

(a) Non-cavitating condition
($\sigma_F=2.06$, $\phi=0.251$)

(b) Cavitating condition
($\sigma_F=1.07$, $\phi=0.111$)

Fig. 10 Absolute flow angle in impeller exit section at $\phi=0.16$

Fig. 11 Slip factor distributions in impeller exit section at $\phi=0.16$

断面全体にわたっての平均滑り係数を求めるために、平均滑り係数を次式によって定義した。

$$\bar{\kappa} = \frac{\frac{1}{g}(C_{u2\infty}u_2 - \bar{C}_u u_2)}{\frac{u_2^2}{g}} = 1 - \frac{C_{m2\infty}}{u_2} \cot \beta_2 - \frac{\bar{C}_u}{u_2} \frac{r}{r_2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 $\bar{C}_u$ は出口周方向の平均値である。

図 12 は上記の式によって算出した平均滑り係数 κ とキャビテーション係数 σ_F との関係を示す。いずれの流量の場合も、キャビテーション係数 σ_F がある値以下に低下すると、平均滑り係数は急激に増大することがわかる。これはキャビテーションが発生すると絶対速度の接線方向成分が低圧側で減少することが原因である。

平均滑り係数は揚程の変化に関連があると考えられるため、図 13 において $\phi=0.14, 0.16, 0.18$ について平均滑り係数の変化と全揚程の変化の間の相関を調べた。図 13 の縦軸は理論揚程と全揚程の差を無次元化した値である。各流量ともに滑り係数の増加と全揚程の低下との間にはほぼ直線的な関係があり、滑り係数からポンプ揚程の低下を推定することができる。

4・5 全圧分布 図 14(a), (b) に流量係数が $\phi=0.16$ におけるキャビテーション未発生時($\sigma_F=2.06$)と発生時($\sigma_F=1.07$)の羽根車出口の全圧の分布を示す。キャビテーション未発生時には、負圧側のハブとシュラウド側に二つの全圧の最大値が存在する。この最大値の位置は、図 9 で示された絶対速度の接線方向成分分布で見られた二つの最大値の位置に相応している。キャビテーションが発生すると、シュラウド側の最大値はなくなり、キャビテーション未発生時と比べて断面全体にわたって全圧は大きく減少している。

Fig. 12 Change in the averaged slip factor

Fig. 13 Relationship between κ and head

る。図 15(a), (b), 16(a), (b) は、それぞれ速度と全圧の測定に基づいて計算された動圧と静圧の等値線の分布を示す。キャビテーションの発生にかかわらず動圧と静圧の分布形状は両者ともほとんど変化していないが、全圧分布と同様にキャビテーション発生時には動圧と静圧の値は断面全体にわたって減少している。

4・6 揚程減少の寄与 一般的にキャビテーション発生によるポンプ揚程の減少は、羽根車によってなされる流体力学的仕事の減少とキャビティと流体の混

Fig. 14 Total pressure distributions in impeller exit section at $\phi=0.16$ Fig. 15 Dynamic pressure distributions in impeller exit section at $\phi=0.16$ Fig. 16 Static pressure distributions in impeller exit section at $\phi=0.16$

合および流路の閉そくによる流動損失の増加によるものとされている。これらの寄与の割合を明らかにするために、その量的評価を速度と圧力測定の結果に基づいて行った。

図 17 は流量係数が $\phi=0.16$ において以下の 3 種類の揚程係数のキャビテーション係数 σ_F にたいする変化を示している。すなわち

Ψ_{th} : 羽根車によってなされた流体力学的仕事に相応するオイラ揚程

Ψ_{imp} : 羽根車から得た全エネルギー揚程

Fig. 17 Changes in the head coefficient

Ψ ：流出断面における全ポンプ揚程である。

ここで、差 $(\Psi_{th} - \Psi_{imp}) \equiv \Psi_{loss}$ は羽根車出口における混合損失を含んだ羽根車流路内の流動損失に相当する損失とみなすことができる。オイラ揚程 Ψ_{th} と全エネルギー揚程 Ψ_{imp} は、キャビテーション係数 σ_F が初生のキャビテーション係数以下に減少するとしだいに減少し、限界値 ($\sigma_F = 1.07$) 以下になると急激に減少する。しかし、その減少割合は全エネルギー揚程 Ψ_{imp} のほうがオイラ揚程 Ψ_{th} に比べて大きい。このことは、この運転状態においては、羽根車流路内ではキャビティによる流路の閉そくが生じており、羽根車流路内の流動損失 Ψ_{loss} による揚程低下の寄与が増加しているものと考えられる。

キャビテーションによる揚程低下の寄与をさらに明確にするために、ここでオイラ揚程 Ψ_{th} と全エネルギー揚程 Ψ_{imp} の揚程低下量をキャビテーション未発生状態 ($\sigma_F = 2.06$) でのそれらの値からの差をとり、それぞれ $\Delta\Psi_{th}$ および $\Delta\Psi_{imp}$ と定義し、さらに上述で定義した流路内損失に相当する損失 $\Psi_{loss} = \Psi_{th} - \Psi_{imp}$ のキャビテーション未発生時との値の差を $\Delta\Psi_{imp} - \Delta\Psi_{th} = \Delta\Psi_{loss}$ と定義する。これら三つの量のキャビテーション係数 σ_F にたいする変化を図 18 に示す。図 18 から明らかなように、流体力学的損失のキャビテーション未発生時からの差 $\Delta\Psi_{loss}$ はより大きなキャビテーション係数 σ_F にたいしては相対的に小さな値を示しているが、 σ_F が限界値 ($\sigma_{Fcr} = 1.07$) 以下になると羽根車仕事の減少量 $\Delta\Psi_{imp}$ のほぼ半分の値にまでに急激に増大している。このことはキャビテーション発生の初期段階においては、ポンプ揚程の減少はおもに羽根車内の流れ形態の変化による流体力学的仕事の減少によるものであるが、十分にキャビテーションが発達した段階になると、キャビティと流体の混合による流動損失が急激に増大することによるものであると考えられる。

5. 結 論

キャビテーションの発生による揚程低下のメカニズムを明らかにするために、比速度 $n = 268(\text{rpm}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m})$ の遠心ポンプを用いて、キャビテーション発生時と未発生時の羽根車出口の速度と全圧の分布を計測し、以下の結論を得た。

(1) 羽根車内にキャビテーションが発生すると、羽根車出口における速度分布は、キャビテーション未発生状態に比べて、半径、接線の両方向成分ともに低

Fig. 18 Changes in total head, Euler head, and hydraulic loss

下し、均一化する。そのため局所の滑り係数は増大し、羽根車出口断面にわたる平均滑り係数の増加は、ポンプ揚程の低下に比例する。

(2) キャビテーション係数が減少しある限界値に近づくと、羽根車出口における全圧の値は、羽根車内における流動損失の急激な増加により断面全体にわたって低下する。

(3) キャビテーション発生の初期段階においては、ポンプ揚程の減少はおもに羽根車内の流れ形態の変化による流体力学的仕事の減少によるものであるが、十分にキャビテーションが発達した段階になると、キャビティと流体の混合による流動損失の急激な増大による。

最後に、実験とデータ整理にご協力いただいた当院生の石勇氏ならびに卒研生の斉藤順司君と太田行俊君に感謝の意を表する。

文 献

- (1) Horie, C. and Oshima, M., Experimental Study on Cavitation in Mixed Flow Impellers, *Bull. JSME*, 7-25 (1964), 62-71.
- (2) 菊山功嗣・村上光清・朝倉榮次・長谷川豊, 遠心ポンプ羽根車入口流れとキャビテーションの発生, *機論*, 51-472, B (1985), 4286-4294.
- (3) 辻本良信・上條謙二郎・吉田義樹, インデュースの旋回キャビテーションの解析, *機論*, 58-551, B (1992-7), 2052-2059.
- (4) 前川康和・吉田義樹・辻本良信・上條謙二郎, 旋回キャビテーション発生下でインデュースに作用する非定常翼面圧力分布と非定常流体力, *機論*, 63-605, B (1997), 132-138.
- (5) Takemura, T. and Goto, A., Experimental and Numerical Study of Three-Dimensional Flows in a Mixed-Flow Pump Stage, *Trans. ASME, J. Turbomach.*, 118, (1996), 552-561.
- (6) 竹村隆・後藤彰・勝俣辰善, ディフューザ段落内 3 次元流れの CFD 解析, *エバラ時報*, 第 168 号, (1996), 3-11.