621.67.01:532.528

うず巻ポンプの揚程および軸動力と

キャビテーション発生状態との関係*

(うず巻ポンプのキャビテーション発生状態と吸込性能の研究, 第3報)

葛西 泰二郎**, 高松 康生**

On the Relation between Cavitation Aspect in a Centrifugal Pump
and Fall of Pump Head or Shaft Power Due to Cavitation(Studies of Cavitation Aspect and Suction Performance
of Centrifugal Pumps, 3rd Report)

by Taijiro KASAI and Yasuo TAKAMATU

In this report, the authors try to investigate the relation between the cavitation aspect in a centrifugal pump impeller and the fall of the pump head due to cavitation, by the method of dividing the decrease of the pump head due to cavitation into the decrease of the work-done of the impeller per unit weight for-rate of water and the increase of the head loss in the pump.

First, the relations between the increase and decrease of the work-done of the impeller per unit weight flow-rate of water and the region where the cavitation takes place are discussed and verified by the results of observation of the cavitation aspect. Next, the relations between the additional head loss due to cavitation and the cavitation aspect in the impeller are investigated. Further, the flow-rate where the reverse-flow occurs at the inlet of the impeller is investigated, using the nature that the additional head loss changes abruptly at this flow-rate.

1. 緒 論

うず巻ポンプ内にキャビテーションが発生すると、ポンプの揚程および軸動力は、キャビテーションを起していないときの値より一般に低下することは衆知のとおりであるが、このときのキャビテーション発生状態とそれがポンプ特性値に及ぼす影響との関係に対する既往研究は少なく、たとえば、軸動力は急激な低下を起す前に一度増加してキャビテーションを起していないときの値より大きくなる傾向があること⁽¹⁾、揚程も降下開始前に一度増加してキャビテーションを起していないときの値より大きくなる場合がまれにあること⁽²⁾などの特異な現象の存在は知られていても、その原因については、揚程増加現象がキャビテーション気ほうによる羽根表面摩擦の減少によるものであるとの推測⁽²⁾⁽³⁾以外に、いままでなんの説明も実験的究明も試みられていないようである。

そこで本報においては、前報⁽⁴⁾で述べたうず巻ポン

プの羽根車内におけるキャビテーション発生状態の観測結果と、観測と同時に測定されたポンプの揚程、吐出し量および軸動力の値を用いて、キャビテーションによるポンプ揚程および軸動力の変化量とキャビテーション発生状態との関係などを検討した。

すなわち、キャビテーションによるポンプ揚程の減少量を羽根車仕事水頭の減少量と損失水頭の増加量とに分離して、キャビテーション空どうの発生箇所と羽根車仕事水頭の増減との関係を定性的に考察し、キャビテーション発生状態の観察結果を用いてこれを立証した。ついで損失水頭増加量とキャビテーション発生状態との関係を検討するとともに、損失水頭増加量を用いて部分吐出し量における羽根入口逆流の発生開始流量係数を推定しうることを述べ、4種類のポンプに適用して、入口逆流の発生と羽根車形状との関係を調べた。

2. 記 号

本報で用いる記号は一般につぎのとおりである。

Q : ポンプ吐出し量

H : ポンプ揚程

* 昭和 37 年 3 月 19 日 関西支部第 37 期定時総会講演会において講演、原稿受付 昭和 37 年 10 月 2 日。

** 正員、九州大学工学部(福岡市箱崎町)。

L : ポンプ軸動力
 γ : 水の単位体積重量
 u : 羽根車周速度
 v : 流れの絶対速度
 p : 流れのゲージ静圧
 g : 重力の加速度

添字はつぎの諸値を示す。

0 : 羽根入口直前 1 : 羽根入口直後

2 : 羽根出口直前 m : 半径方向成分

c : キャビテーションを起しているときの値

nc : キャビテーションを起していないときの値

なおここに示した以外の記号、添字については使用のつど定義する。

3. 試験装置

キャビテーション発生状態とポンプ揚程および軸動力の変化量との関係の検討に用いたポンプはBポンプで、その形状、寸法、試験装置および試験方法は前報⁽⁴⁾⁽⁵⁾に述べたとおりである。

羽根入口逆流の発生開始流量の判定は、Bポンプを含む4種類のポンプに対して行なったが、Bポンプを除く他の3種類のポンプは口径 127 mm のうず室付き単段うず巻ポンプで、ポンプ本体は同一で羽根車だけを取換えたものである。以下これらをAポンプと総称し、おのおのを A1, A2, A3 ポンプと呼ぶ。Aポンプの各羽根車は軸方向幅が違っても同一形状であるが、組立式であるため羽根角度および内径がやや異なっている。試験方法はBポンプの場合と同じく、ポンプ回転数と吸込静圧水頭 p_{01}/γ ⁽⁶⁾ を一定に保ち、全吐出量範囲にわたってポンプ揚程、吐出量および軸動力を測定した*。

試験ポンプの羽根車主要諸元を第1表に示す。

4. キャビテーションによる揚程の変化

キャビテーションの発生によるポンプ揚程の低下は、ポンプ内における流動損失の増加と、ポンプ軸動力の減少とに基いて起るものであるから、キャビテーションの発生状態とそれがポンプ揚程に及ぼす影響との関係を明らかにするためには、キャビテーション発生によるポンプ揚程の変化量をこの二つの部分に分離して、そのおのおのについてキャビテーション発生状態との関係を検討することが必要である。

しかしながら、われわれが測定しようのはポンプの吐出量および軸動力であって、羽根車内流量および

羽根車内を通る水に与えた動力ではない。そこで、ポンプ吐出量および軸動力からキャビテーションによるポンプ内損失水頭の変化量を求めるためには、つぎの仮定を設けねばならない。

(1) 羽根車内流量は吐出量に等しい。

(2) 羽根車円板摩擦動力およびポンプ機械損失動力は、吸込静圧の高低に関係なく同一回転数、同一吐出量では一定である。

以上の仮定のもとに

$$H_{Lnc} = \frac{L_{nc}}{\gamma Q}, \quad H_{Lc} = \frac{L_c}{\gamma Q} \quad \dots\dots\dots (1)$$

とおけば、同一回転数、同一吐出量において、

$$\Delta H = H_{nc} - H_c \quad \dots\dots\dots (2)$$

はキャビテーションの発生によって生じたポンプ揚程の減少量を表わし、

$$\Delta H_L = H_{Lnc} - H_{Lc} \quad \dots\dots\dots (3)$$

は、羽根車が羽根車内を通過する単位重量の水に与える仕事量が、キャビテーション発生のために減少した量を表わす。以上の関係を第1図に示す。したがって、

第1表 試験ポンプ羽根車主要諸元

ポンプ名称	A 1	A 2	A 3	B
外 径 D_2 mm	254.0	254.0	254.0	254.0
内 径	側板側 D_{10} mm			136.0
	車板側 D_{11} mm	127.8	130.2	127.8
出口軸方向幅 b_2 mm	14.0	12.3	10.6	11.5
入口(軸方向)幅 b_1 mm	30.0	28.3	26.6	30.0
羽根出口角 β_2 °	25.0	24.2	25.3	25.0
羽根入口角	側板側 β_{10} °			13.9
	中央 β_{1c} °	12.0	12.9	14.4
	車板側 β_{11} °			18.8
羽根数 z	7	7	7	7

第1図 キャビテーションによる揚程および羽根車仕事水頭の減少量の説明図

* 試験方法の詳細ならびにポンプ揚程・吐出量特性は続報⁽⁷⁾に示す。

$$\Delta H_i = \Delta H_L - \Delta H$$

$$= (H_{Lnc} - H_{nc}) - (H_{Le} - H_e) \dots\dots\dots (4)$$

はキャビテーションの発生により生じたポンプ内損失水頭の減少量を表わす。

ゆえに、キャビテーション発生時においても、ポンプ回転数の変化に対してポンプ内の流れが幾何学的に相似な状態を保つならば、回転数に関係なく同一流量係数 v_{m0}/u_1 においては

$$\frac{\Delta H}{\frac{u_2^2}{g}} = \frac{\Delta H_L}{\frac{u_2^2}{g}} - \frac{\Delta H_i}{\frac{u_2^2}{g}} \dots\dots\dots (5)$$

なる関係が成り立つ。

5. 羽根車仕事水頭の増減と空どう発生領域との関係

(1), (3)式を用いてBポンプの各回転数における軸動力・吐出し量曲線から求めた、吸込静圧 p_{ss} が一定の場合のキャビテーション発生による羽根車仕事水頭の減少量の無次元値 $\Delta H_L/(u_2^2/g)$ と流量係数 v_{m0}/u_1 との関係を図2に示す。

第2図から、流量係数が小さい範囲では、キャビテーションの発達とともに $\Delta H_L/(u_2^2/g)$ は増加するが、流量係数が $v_{m0}/u_1 = 0.220$ を越えると、キャビテーションの発達につれて $\Delta H_L/(u_2^2/g)$ はいったん減少して負の値となり、ついで急激に増加する性質があり、しかも各曲線の $\Delta H_L/(u_2^2/g)$ の最小値は、流量係数が増加するに従って小さくなる傾向を持つことが知られる。このポンプの羽根車の羽根入口角は側板側で $\beta_1 = 13.9^\circ$ で、その正接は $\tan \beta_1 = 0.247$ であるから、上述の結果は、過大吐出し量範囲においてはキャビテ

第2図 Bポンプのキャビテーションによる羽根車仕事水頭減少量無次元値の変化

ーションが発生すると、ポンプ軸動力は最初キャビテーションを起していないときの値より大きくなり、ついで急激に低下することを示している。

この現象の原因を説明するために、過大吐出し量時における羽根表面上圧力分布の一例⁽⁸⁾を第3図に示す。第3図から知られるように、過大吐出し量範囲では羽根車内の最低圧力点は羽根とつ面側の入口端近傍にあるから、キャビテーション空どうは最初この羽根とつ面入口端 K_1 領域に発生する。そのため空どう内の圧力がその水温における水の飽和蒸気圧に等しいとすれば、第3図に斜線で示したように、羽根先端付近の羽根表面上圧力分布曲線が囲む面積に相当する低压部分は消滅する。ところがキャビテーションのない状態では、この部分では羽根とつ面上の圧力はおう面上の圧力より低いから、羽根に加わる力は羽根の回転方向を向いており、羽根は水から抵抗力を受けるのではなく逆に回転力を受けている。それゆえ、 K_1 領域空どうが発生すると羽根が水から受ける回転力が減少するので、羽根仕事すなわち軸動力は増加する。 K_1 領域空どうの成長とともに軸動力はしだいに増加するが、前報⁽⁴⁾で述べたようにやがて羽根おう面中央付近に K_3 領域空どうが発生し始めると、第3図に示したように羽根表面上圧力分布曲線の囲む面積すなわち羽根にかかる力は減少するが、この付近では羽根とつ面上の圧力はおう面上の圧力より高いから、 K_3 領域空どうの成長とともに軸動力は減少し始める。

第3図 過大吐出し量時の羽根表面上圧力分布と空どう発生領域および羽根車仕事水頭の増減との関係

第4図は第2図を部分的に拡大したものであるが、そのなかに、一定吸込静圧のもとで吐出し量を減らしていった場合、 K_1 および K_3 領域空どうが消滅したことが観測によって最初に確認された点が生じている。第4図は一定吸込静圧のもとで吐出し量を増していった場合、 K_1 領域空どうが発生すると $\Delta H_L/(u_2^2/g)$ は減少し始め、ついで K_3 領域空どうが発生すると急激に増加することを明示しており、前述の考察結果を裏付けている。

したがって流量係数が増加するに従い $\Delta H_L/(u_2^2/g)$ の最小値が低下するのは、流量係数の増加とともに羽根への相対流入角が増加し、そのため羽根とつ面側入口端における圧力降下量が増加して、 K_1 領域空どうの発生領域が拡大するためと考えられる。

なおAポンプについても同様に、過大吐出し量範囲においてキャビテーションの初期に軸動力が増加することが測定された。

以上のように、羽根入口とつ面 K_1 領域空どうの発生は軸動力すなわち羽根車仕事水頭の増加をもたらすので、キャビテーションによるポンプ内損失水頭の増加量 ($-\Delta H_i$) より羽根車仕事水頭の増加量 ($-\Delta H_L$) のほうが大きい場合には、キャビテーションによるポンプ揚程の減少量 ΔH は(4)式から負の値となるので、このような場合にはポンプ揚程はキャビテーションが発生すると、キャビテーション発生前より上昇することになる。キャビテーション発生によってポンプ揚程が上昇したという実例は Pfleiderer⁽²⁾が引用しているが、本試験においてもA2ポンプの回転数 $n=1500$ rpm, 吸込静圧水頭 $p_{ss}/\gamma=-7.0$ m の場合に認められた。

6. キャビテーションによる損失水頭増加量

(1), (4)式を用いてBポンプの各回転数における揚程・吐出し量曲線および軸動力・吐出し量曲線から求めた、吸込静圧 p_{ss} が一定の場合のキャビテーション発生によるポンプ内損失水頭の減少量の無次元値 $\Delta H_i/(u_2^2/g)$ と流量係数 v_{m0}/u_1 との関係を第5図に示す。第5図によれば、ポンプ内損失水頭はキャビテーションの発達とともに増加するが、 $\Delta H_i/(u_2^2/g)=-0.07$ 付近に達すると、以後は増加の度合いが減少する傾向が見られ、前節で述べた羽根車仕事水頭の変化状態とは異なっ

た性質を示す。

第2図と第5図を総括して見た場合、キャビテーションによるポンプ揚程の低下は、過大吐出し量においては、キャビテーション発生の初期にはポンプ内損失水頭によって起り、キャビテーションの発達とともに羽根車仕事水頭の減少に基く揚程低下がこれに加わるが、部分吐出し量においては、キャビテーション発生の初期からすでに両者による揚程低下が起り、キャビテーションの発達とともに羽根車仕事水頭の減少に基く揚程低下が占める割合が多くなることが知られる。

第5図に点線で示した部分は、前報⁽⁴⁾第6図に示した揚程・吐出し量曲線の逆もどり現象、すなわち一定回転数、一定吸込静圧のもとで締切点から増加方向にあった吐出し量が、揚程は一定値を保ったまま急激に減少し始める現象が起った状態のものである。この現象はポンプ回転数および吸込静圧に関係なく、吐出し静圧が一定の値まで低下すると起るようである。羽根車内の流れの観察結果によれば、前報に述べたように、この状態では水は入口から出口まで車板側の狭い三角形断面の通路内を流れており、しかもこの水通路の断面積は吐出し量の減少とともに減少する。このように羽根車内の水通路形状はキャビテーションを起していないときとかなり違っているから、キャビテーションを起していないときの状態をもとにしてこの状態におけるポンプ特性を考えることは適切とはいいがたく、むしろ全く別の羽根車、たとえば流量に応じて通路断面積が変るような細長い通路を持った羽根車の特性として考えるべきであると思う。この意味で第5図ではこの部分を点線で示している。

第4図 Bポンプの空どう消滅時の羽根車仕事水頭減少量無次元値

7. キャビテーションによる損失水頭 増加量と羽根入口逆流との関係

吸込性能試験で求めた各回転数, 吸込静圧におけるポンプの揚程係数・流量係数特性曲線群を同一図上に描き, 各特性曲線上に, (4)式から求めたキャビテーションによる損失水頭減少量の無次元値 $\Delta H_L/(u_2^2/g)$ が一定の値を示した点を取り, これらの点を結べば, 同図上に等損失水頭減少量無次元値曲線を記入することができる。すなわち, 前報⁽⁴⁾第7図に示したBポンプの揚程係数・流量係数特性曲線に対してこの操作を

行なえば第6図をうる。第6図の各曲線は, 図中に示したように, $\Delta H_L/(u_2^2/g)$ がおおよそ $-0.01, -0.02, \dots, -0.07$ となるポンプ運転状態を示している。たとえば, $\Delta H_L/(u_2^2/g) = -0.07$ の曲線上の一点に相当する揚程係数, 流量係数でポンプが作動しているとき, キャビテーションによるポンプ揚程減少量の無次元値は, その点からキャビテーションを起していないときの揚程無次元値曲線までの垂直距離で与えられるが, そのうち 0.07 は損失水頭の増加によるもので, 残りが軸動力の減少によるものであることがわかり, この図からキャビテーションによる揚程降下の内訳を

第5図 Bポンプのキャビテーションによるポンプ内損失水頭減少量無次元値の変化

第6図 Bポンプの等損失水頭減少量無次元値曲線

知ることができる。

これらの等 $\Delta H_1/(u_2^2/g)$ 曲線は第 6 図のように部分吐出し量において不連続を生じ、他の 3 種類のポンプについても同じ結果をえた。第 6 図によれば、等 $\Delta H_1/(u_2^2/g)$ 曲線の不連続は $v_{m0}/u_1=0.175\sim0.150$ の間で生じるが、前報⁽⁵⁾の三孔ピトー管による羽根入口流れの測定結果によれば、B ポンプの側板側入口では $v_{m0}/u_1=0.213\sim0.139$ の間で羽根車内から吸込口への逆流が発生、増大しており、両者は同じ流量係数範囲で起っている。このことは両者の間に、たとえばキャビテーション空どうが発生すると入口逆流の発生が抑制されるというようなある種の相互関係が存在することを示していると考えられる。

したがってこの性質を用いてポンプの入口逆流発生流量係数を概略推定しうる。第 2 表は、等 $\Delta H_1/(u_2^2/g)$ 曲線が不連続を示す流量係数から推定した試験ポンプの逆流開始流量係数範囲、および最高効率流量係数に対するそれらの比率を比較して示したものである。

第 2 表によれば、入口逆流の発生は B ポンプが最も早く、最高効率流量係数の 70~60% で起り、ついで A3, A2, A1 ポンプの順におそくなる。3 種類の A ポンプの羽根車形状の間のおもな相違はその軸方向幅が異なる点であることと、B ポンプと A ポンプの羽根車形状の相違点を考え合わせると、入口逆流の発生は羽根車入口から出口への通路断面積の変化率に関係するようである。試験ポンプの羽根車入口幅と出口幅の比は第 2 表に示したとおりで、各羽根車の内径と外径の比はほぼ等しいから、入口から出口への通路面積の拡大率は A1, A2, A3, B ポンプの順に減少し、

第 2 表 試験ポンプの羽根入口逆流開始流量係数

ポンプ 名 称	逆 流 開 始 流 量 係 数 (v_{m0}/u_1) _{rev}	最 高 効 率 流 量 係 数 (v_{m0}/u_1) _η	(v_{m0}/u_1) _{rev} (v_{m0}/u_1) _η	羽根車入口 出口幅比 b_1/b_2
A 1	0.140~0.120	0.255	0.55~0.47	2.14
A 2	0.140~0.125	0.236	0.59~0.53	2.28
A 3	0.165~0.145	0.250	0.66~0.58	2.51
B	0.175~0.150	0.250	0.70~0.60	2.61

この順序は上述の入口逆流の発生順序と逆である。したがって、入口から出口への羽根車内通路面積の拡大率が低いほど入口逆流の発生が早いことになる。このことは、フランス形羽根車では最高効率吐出し量の 75% の吐出し量で逆流が始まっている例⁽³⁾からみて、高比速度形の羽根車ほど入口逆流が発生しやすいという傾向を示しているものと考えられる。

8. 結 論

以上の結果を要約すればつぎのとおりである。

(1) 過大吐出し量範囲においては、キャビテーションが発生すると、ポンプ軸動力は最初キャビテーションを起していないときの値より一度大きくなり、ついでキャビテーションの発達とともに急激に低下する。これは最初羽根入口とつ面上に発生する K_1 領域空どうが羽根仕事量の増加をもたらす、ついで羽根中央付近のおう面上に発生する K_2 領域空どうが羽根仕事量の減少をもたらすためである。

(2) ポンプ揚程係数・流量係数特性曲線図上に引いた、キャビテーションの発生によるポンプ内損失水頭の増加量の無次元値が等しい点を結ぶ曲線は、羽根入口で逆流が始まる流量係数付近で不連続を示す。

(3) この性質を用いて推定した 4 種類のポンプの逆流開始流量係数の最高効率流量係数に対する比は、羽根車入口から出口への通路面積の拡大率が小さいものほど大きいという結果を示した。

文 献

- (1) 南・ほか 2 名, 機械学会誌, 62-485 (昭 34-6), 881.
- (2) C. Pfeleiderer, *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*, (1961), 183, Springer.
- (3) R. Dziallas, *VDI-Z*, 89-3 (1945-1), 41.
- (4) 葛西・高松, 機械学会論文集, 29-201 (昭 38-5), 860.
- (5) 葛西・高松, 機械学会論文集, 29-201 (昭 38-5), 853.
- (6) 葛西・高松, 本論文集, 1300 ページ.
- (7) 葛西・高松, 本論文集, 1308 ページ.
- (8) A.J. Acosta & R.D. Bowerman, *Trans. ASME*, 79-8 (1957-11), 1821.