

ポンプキャビテーション現象の基礎知識 [第2回]

能見基彦*

Basic Knowledge about Pump Cavitation Phenomenon [Part 2]

by Motohiko NOHMI

This paper explains vibration and noise problems caused by pump cavitation. The compression property of cavitation bubbles provides a spring factor in the fluid. The behavior of a single bubble is described by Rayleigh-Plesset equation. As for the whole of the bubbles in the pump, the continuity equation, cavitation compliance, mass flow gain factor and a lumped constant model of piping systems are combined to analyze their behaviors. Vibration of cavitation bubbles in various frequencies causes broadband cavitation noise. The phenomenon in which all the cavitation bubbles in the pump vibrate at a low frequency is a one-dimensional unstable phenomenon called cavitation surge. Three-dimensional unstable phenomena include rotating cavitation and alternate blade cavitation. Many studies have been conducted regarding the cavitation instability in inducers.

Keywords: Cavitation, Cavitation noise, Vibration, Cavitation surge, Rotating cavitation, Alternate blade cavitation, Cavitation instability, Inducer, Cavitation compliance, Mass flow gain factor

3. ポンプにおけるキャビテーションの悪影響 その2 騒音と振動

第1回解説（エバラ時報No. 245）において、キャビテーションによるポンプの揚程低下を概説したが、第2回解説では、キャビテーションに起因する、その他の問題点を紹介する。第1回解説に一部記載したが、ポンプ中でキャビテーションが成長するに伴い、顕著な広帯域騒音が発生し、NPSHの低下に伴って騒音レベルが増大していく。第1回解説では、パチパチ、パチパチといった表記を用いたが、騒音が増加していくとバリバリ音などと表現されることもある¹⁾。筆者の個人的印象では、非常に大騒音の状況では、ガード下で鉄道が通過する際に耳にする、金属的な轟音に近いものを感じる場合もある。また、騒音の増大に伴い、ポンプケーシングに顕著な振動が発生する。これらの騒音や振動は、3%揚程低下点付近で極大値を示すという報告もある。したがって、総合的に健全なポンプの運転を維持するためには、3%揚程低下点に対し、余裕をもったNPSH availableを確保することが望ましい。しかしながら、ポンプや機場建設の

経済性を考慮すると、十分高いNPSH availableを常に要求できないのは悩ましい点である。

3-1 キャビテーションによる騒音と振動の発生メカニズム：気泡のスケールの場合

前記の騒音や振動の発生メカニズムは、どのようなものであろうか？単純な結論としては、キャビテーションの気泡、気泡群、あるいは気泡塊の膨張収縮に起因すると言ってよい。通常、ポンプの中を通過する水は、非圧縮性、すなわち、ほとんど縮まない物質とみなすことができる。しかしながら、キャビテーション気泡中の水蒸気は、物質としては液体の水と同一であるが、気体であり、非常に膨張収縮しやすい流体である（キャビテーション気泡中の気体は、水蒸気だけではなく、水中に溶解していた他のガスが遊離したものも含まれることを付記する）。自動車の部品に空気ばね（エアサス）というものがあるように、伸び縮みする流体は、それ自体がばね作用をもつ。液体の水は縮まない流体と前述したが、実際はわずかに伸び縮みする。これはばねとしては、非常に固いばねとみなすことができる。一方、気体は反対に非常に柔らかいばねである。物体の振動はばねだけでは決まらず、ばねで揺すられる物体の質量との組合せで決まる。ここで、質量 m kg の物体と、ばね係数 k N/m の、

* 風水力機械カンパニー 技術生産統括 開発統括部

いわゆるばね-質量系を考えると、その固有振動数 f Hz は次の式で表される。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \dots\dots\dots (2.1)$$

このことは、液中で遊離している気体についても同様であり、気体周囲の重い液体との関係を記述した式から周波数が決まってくる。まず非常に広い液中での単一球形状気泡の事例を考える。そのような気泡の挙動は、良く知られた Rayleigh-Plesset (レイリー-プレセット) 方程式で表すことができる。

$$\frac{P_B(t) - P_\infty(t)}{\rho_l} = R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 + \frac{4v_l}{R} \frac{dR}{dt} + \frac{2\sigma}{\rho_l R} \dots\dots (2.2)$$

ここで、 $P_B(t)$ は気泡内の一様な圧力、 $P_\infty(t)$ は気泡から十分離れた位置における液体の圧力、 ρ_l は気泡周囲の液体の密度 (一定値)、 $R(t)$ は気泡の半径、 v_l は気泡周囲の液体の動粘度 (一定値)、 σ は気泡の表面張力係数、 t は時間である。

この気泡の微小な半径変化に対する固有振動数は、例えば Minnaert の式²⁾ からは

$$f = \frac{1}{2\pi R} \sqrt{\frac{3\gamma P_B}{\rho_l}} \dots\dots\dots (2.3)$$

ここで、 γ はポリトロプ指数である。水中のキャビテーション気泡に対し、仮に $\gamma = 1$ (等温変化) を仮定し、圧力 3 kPa、直径 1 mm とすれば、約 1 kHz の固有振動数をもつことがわかる。もちろん、気泡直径が更に小さければ、固有振動数は反比例して大きくなる。

3-2 キャビテーションによる騒音と振動の発生メカニズム：ポンプのスケールの場合

次に、スケールを一気に拡大し、ポンプ全体でのキャビテーション体積を考えると、次の連続の式 (式の意味合いからすれば流量の不連続の式となる) が成立する³⁾。

$$\frac{dV_c}{dt} = -Q_1 + Q_2 \dots\dots\dots (2.4)$$

ここで、 V_c はポンプ内のキャビテーションの全体積、 Q_1 、 Q_2 はそれぞれ、ポンプ上流と下流の体積流量である。ポンプの上流と下流で、体積流量が異なることに奇異の念を抱かれる読者もいらっしゃるかと思うが、ポンプ内にキャビテーションが発生し、その体積が増減している状況では必ず、それに見合った流量変動が上流と下流に生じているのである。このことは時間平均流量が一定の状況であっても、当てはまることに注意されたい。

次にポンプ内のキャビテーションの挙動をモデル化する。

キャビテーション体積を、ポンプ上流流量 Q_1 と、ポンプ上流の代表静圧 P_s の関数とすると、

$$\begin{aligned} \frac{dV_c}{dt} &= \frac{\partial V_c}{\partial P_s} \frac{\partial P_s}{\partial t} + \frac{\partial V_c}{\partial Q_1} \frac{\partial Q_1}{\partial t} \\ &= \frac{\partial V_c}{\partial P_s} \frac{dP_s}{dt} + \frac{\partial V_c}{\partial Q_1} \frac{dQ_1}{dt} \\ &= -K_c \frac{dP_s}{dt} - M_F \frac{dQ_1}{dt} \dots\dots\dots (2.5) \end{aligned}$$

ここで K_c はキャビテーションコンプライアンス、 M_F はマスフローゲインファクターである。 K_c と M_F は次のように定義される³⁾。

$$K_c = -\frac{\partial V_c}{\partial P_s} \dots\dots\dots (2.6)$$

$$M_F = -\frac{\partial V_c}{\partial Q_1} \dots\dots\dots (2.7)$$

ここで、ポンプ下流の流量変動は小さい場合を考えると、ポンプ内のキャビテーション体積の固有振動数は、次のようになる³⁾。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{S_1}{K_c \rho_l L_1}} \dots\dots\dots (2.8)$$

ここで L_1 はポンプ上流の配管長、 S_1 はポンプ上流の配管断面積である。実際のポンプキャビテーション現象において、キャビテーションコンプライアンスを測定するのは容易ではない^{4), 5)}。具体的な数値を挙げるならば、実現現象ではポンプキャビテーション全体の変動は、主に 10 Hz 以下の低周波数で問題視される場合が多い³⁾。式 (2.8) を見直すと、周波数を決める要因として、単にポンプ単体だけでなく、ポンプを取り巻く配管システムの数値も含まれる点は、特にポンプ設計者及びポンプ機場の設計者が留意すべき点である。

実際にキャビテーションの流量変動を実測した例を図に示す。これはポンプ入口、出口の流量と変動圧を同時計測したものであり、エハラ時報 (第 113 号、1980 年) から再録したものである⁶⁾。34 年前にこのような計測を実施していた先達の努力に、最大限の敬意を表するものである。図 1 から 4 Hz 程度の変動が明確に見て取れる。

最後に、音響との関連であるが、キャビテーション (単一気泡でもキャビティの塊でも) の体積 V が変動する際に放射される音響圧は次の式となる⁷⁾。

$$p_a = \frac{\rho_l}{4\pi r} \frac{d^2 V}{dt^2} \dots\dots\dots (2.9)$$

ここで p_a は、観測点における音響圧、 r はキャビテーションの中心から観測点までの距離である。体積変動の

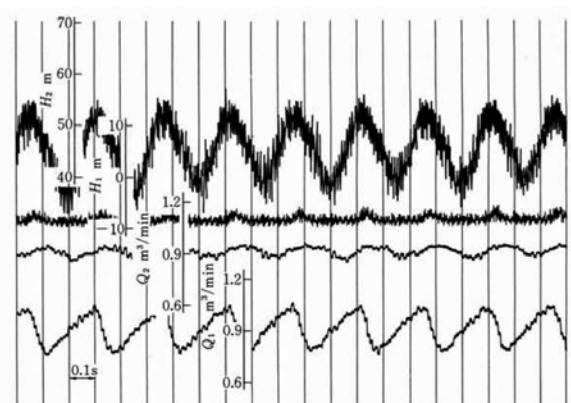


図 ポンプのキャビテーションを伴う自動振動発生時の脈動波形 (添字1, 2はポンプ入口と出口)

Fig. Oscillating waves generated by self-oscillation in cavitating pump (Subscripts 1 & 2 denote inlet and outlet of the pump)

二階微分値（体積振動の加速度）が速いほど、またキャビテーションから近いほど、騒音値が大であることが示される。なお、これは水中の音響圧であるので、実現象では、ポンプの固体ケーシングを透過し、空中に音として放射される過程を考慮する必要がある。

以上をまとめると、ポンプ内に大規模にキャビテーションが発生する場合、小はキャビテーション全体の10 Hz以下のオーダーから、大はmm以下の気泡によるkHz以上のオーダーのさまざまな振動源が、同時並行的に出現していることになる。大小さまざまなスピーカーがポンプ内で騒音を発生しているところを想像していただければよろしいかもしれない。

3-3 キャビテーションサージと自動車音現象

式(24)に見られるようなポンプ上流と下流の流動変動が生じ、いわゆるポンプ脈動が生じる現象を、特にキャビテーションサージと呼ぶ。大規模なキャビテーションサージでは、流体の圧力変動が流体機械の筐体を揺らし、ポンプ本体や配管系の振動を伴う場合が多い。筆者の経験でも、キャビテーションサージ中では、かなりの剛性のある配管系でも、ゆさゆさ揺すぶられ、驚愕した覚えがある。第1回解説で、ポンプ内のキャビテーションの代表例として負圧面キャビテーションの成長を紹介したが、ここにキャビテーションサージが加わると、各翼の負圧面のキャビテーションが同一周期同位相で膨張、収縮する様子が観察される。また広帯域のキャビテーション騒音が発生している中で、キャビテーションサージが発生した場合、大規模な現象であるので、ポンプ内の全てのキャビテーション気泡がなんらかの影響を受ける。しかしながら10 Hz以下の周波数は人間の可聴域以下であるので、音として捉えられるわけではない。その

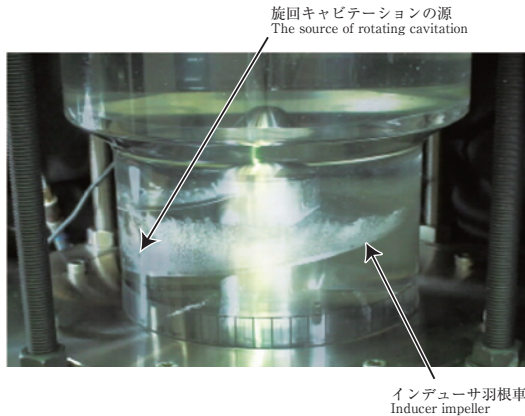
代わりに、キャビテーション騒音値が10 Hz以下の周波数で大きくなったり小さくなったりするように聞こえる。これは、ちょうど蒸気機関車のシュッポシュッポという繰り返す音に類似して聞こえるところから、自動車音“Chugging Noise”と呼ばれる場合もある。なおポンプのキャビテーション時において、騒音はまず間違いなく発生するが、キャビテーションサージや自動車音は、常に発生するわけではない。

3-4 インデューサと旋回キャビテーション

キャビテーション発生時には、前記の一次元的なキャビテーションサージとは異なる、三次元的な不安定現象も存在する。それは、ポンプ羽根車に対して非対称に発生するキャビテーションである。ポンプは回転体を有するため、軸に作用する流体力が非軸対称である場合は軸振動の原因となり、望ましくない。これもいくつかの種類に分類されるが、羽根車の各翼に対し、非対称にキャビテーションが発生し、これが羽根車に固定された座標系で観察すると、羽根車に対して回転しているように見える現象が代表例である。これを旋回キャビテーションと呼ぶ⁸⁾。絶対座標系で見て、羽根車よりも速い回転速度で回るものを超同期旋回キャビテーション、羽根車よりも遅い回転速度で回るものを亜同期旋回キャビテーションとして区別する。

旋回キャビテーションが主に問題となるのは、インデューサの場合である。インデューサとは、ポンプ羽根車の吸込性能が不足している場合、その羽根車の上流に、羽根車と同軸に設置する補助的な羽根車のことである。インデューサは、主羽根車と同一回転速度で回り、その下流に設置された主羽根車に必要とするNPSH requiredが確保されるまで、静圧を上昇させる。これによって、主羽根車だけでは揚程が低下してしまうNPSH availableでも、全体に一つのポンプとして正常に揚程上昇が得られる。多くの場合、インデューサは、巻角が大であり、翼が軸にらせん状に巻き付いているように見える軸流羽根形状となる。このため、特にヘリカルインデューサと呼ぶ場合もある（遠心コンプレッサの羽根車においてもインデューサと呼ばれる箇所があるが、これは全く別用途のものである）。

インデューサは、一般産業用ポンプにおいても、特に高い吸込性能が要求される場合に使用されるが、宇宙ロケットの液体燃料用及び液体酸化剤用のポンプにおいては必需品の構成要素として知られており、多くの研究例がある。当社もインデューサのキャビテーション現象の解明に取り組んだことを付記する^{9)~13)}。写真にエバラ時



14-29 01/246

写真 インデューサに発生するキャビテーション
Photo Cavitation generated around the inducer

報から再録したインデューサのキャビテーション試験写真を示す¹¹⁾。

旋回キャビテーションの特殊な例として、羽根車の各翼にキャビテーションが非対称に発生するが、羽根車に固定された座標系で観察すると、非対称性が固定されたまま回転しない現象がある。これは非対称なキャビテーションが羽根車と同期して回転するともみなせるところから同期旋回キャビテーションと呼ばれる^{11), 14)}。

同期旋回キャビテーションは、揚程低下や強い軸振動の原因となるため注意が必要である。同期旋回キャビテーションの中でも、特徴的なものに交互翼キャビテーションがある^{15), 16)}。これは、各翼に発生するキャビテーションの大きさが、翼一枚ごとに交互に異なる現象である。同期旋回キャビテーションの一種であるため、その大小関係が固定されたまま、羽根車にキャビテーションが発生し続ける(研究者によっては旋回キャビテーションと交互翼キャビテーションを区別する場合もある¹⁶⁾)。

前述のキャビテーションサージ、旋回キャビテーション、同期旋回キャビテーションなど、流体機械中の流れに変動、脈動を与える現象を総称してキャビテーション不安定と呼ぶ。

以上のように、ポンプ中に気体の塊であるキャビテーションが発生し、膨張収縮することによって、さまざまな悪影響が発生することを概観した。次回は、ポンプ材料に悪影響が生じる壊食現象について紹介する。

参考文献

- 1) 押田, ポンプとその使用方法, 丸善株式会社, (1965), p186.
- 2) 山本, 中川, 気泡固有振動数による液体中の気泡相当直径測定法, 化学工学論文集, 第5巻第4号 (1979), pp374-379.
- 3) 古川, 渡邊, ポンプ系の気液二相流(キャビテーションサージ), ターボ機械33巻3号, (2005), pp36-42.
- 4) 米澤, 青野, 姜, 堀口, 川田, 辻本, インデューサの動特性および非定常キャビテーション特性に関する数値解析, ターボ機械40巻12号, (2012), pp31-40.
- 5) 姜, 幡野, 横田, 香川, 能見, キャビテーションサージの両吸込遠心ポンプの動特性の推定, ターボ機械掲載決定, (2014)
- 6) 山本, 後藤, 非定常水流の計測 - 第1報 電磁流量計を用いた計測について -, エハラ時報, 第113号, (1980), pp8-13.
- 7) Brennen, Cavitation and Bubble Dynamics, Oxford University Press, (1995).
- 8) 辻本, 上條, 吉田, インデューサの旋回キャビテーションの解析, 日本機械学会論文集 (B編) 58巻551号, (1992), pp2052-2059.
- 9) 青木, 山本, 軸流ターボ機械の羽根車入口逆流の発生機構に関する一考察: 大きな半径方向流や失速をとまなわないヘリカルインデューサの場合, 日本機械学会論文集 (B編) 56巻521号, (1990), pp44-52.
- 10) 岡本, 亀本, 青木, ヘリカルインデューサにおける入口逆流の発生と吸込管壁面圧力分布について, 日本機械学会論文集 (B編) 58巻555号, (1992), pp3292-3297.
- 11) 江口, 遠心ポンプの振動 流体現象とロータダイナミクス, エハラ時報 No.221 (2008), pp22-31.
- 12) 吉田, 江口, 本村, 内海, 呉, 丸田, キャビテーション発生下でふれまわり運動するインデューサに作用するロータダイナミック流体力, 宇宙航空研究開発機構研究開発資料, JAXA-RM-09-004, (2009).
- 13) 渡辺, 塚本, 流れ解析によるインデューサ付きディフューザポンプの設計流量ならびに部分流量における非定常流れ場の検討, 日本機械学会論文集 (B編) 75巻753号, (2009), pp1021-1030.
- 14) 吉田, 笹尾, 沖田, 長谷川, 橋本, 井小萩, 熱力学的効果が同期旋回キャビテーションに与える影響, 日本機械学会論文集 (B編) 73巻726号, (2007), pp404-410.
- 15) 堀口, 渡邊, 辻本, 青木, インデューサの交互翼キャビテーションに関する理論解析, 日本機械学会論文集 (B編) 64巻623号, (1998), pp1997-2003.
- 16) 堀口, インデューサに生じる交互翼キャビテーションとこれを用いた旋回キャビテーションの抑制に関する理論的・実験的研究, 大阪大学学位論文, (1999).