

# 高粘度溶液中におけるシャーポンプの振動・騒音特性

千葉克己\*・田村真一\*\*・伊藤幸雄\*\*\*  
小林和徳\*\*\*\*

## Noise and Vibration Characteristics of a Shear Pump Operating in High Viscous Solutions

Katsumi CHIBA\*, Shinichi TAMURA\*\*, Yukio ITO\*\*\*  
and Kazunori KOBAYASHI\*\*\*\*

### Abstract

The so-called shear pumps are designed for various applications in the wide fields of foods, medicines, chemicals and so on. However, the characteristics of the noise and the vibration resulted in the cavitating flows are not obtained. we measured the rms values and the power spectra of the sound pressure and the vibrational acceleration for various total heads, shaft powers, net positive suction heads and fluid viscosities. The noise and the vibration are accompanied with the cavitation behavior around the slots on the rotating disk.

**Key words:** Shear Pump, Viscous Pump, Noise, Vibration, High Viscous Solution, Cavitation

### 1. 緒 言

ポンプ、水車などの流体機械の小型・高速化あるいは高信頼性作動範囲の拡大に関連して、壊食・振動・騒音および性能低下などキャビテーション諸障害の防止が工業界から強く望まれている<sup>1-3)</sup>。

その一方で、食品、医薬品、および化粧品などの製造分野において多用されているシャーポンプ<sup>4,5)</sup>は、キャビテーション効果を積極的に利用することにより、エマルジョンの生成、あるいは混合・溶解作用などを行っている。したがっ

て、シャーポンプの場合には、キャビテーション効果の増大と同時に振動・騒音の可能な限りの抑制という相反する課題の解決が必要となる。

したがって、騒音あるいは振動特性を調べることにより、ポンプ内のキャビテーション流動現象をモニタリングする技術の確立は工業的に重要な課題である。

一般に、ポンプ運転による騒音・振動は回転数と羽根枚数の積を基本周波数とする圧力変動、キャビテーション気泡の崩壊に伴う衝撃波、および圧力変動による気泡の共鳴音から広帯域騒音で特徴づけられ、特に、周波数 $f=1$  kHz付近における騒音発生が多いとされている<sup>6)</sup>。シャーポンプは凹凸溝と羽根を機械加工した回転円盤と凹凸溝を持つケーシングより構成されている。そのため、本ポンプにおいては、3枚の羽根と3段の同心円状凹凸溝の数と回転数の積の形、あるいは細隙間を通過するキャビテー

平成14年12月26日受理

\* (株)スタンプポンプ (八戸工業大学大学院工学研究科 博士後期課程・2年)

\*\* 大学院工学研究科機械システム工学専攻 博士前期課程・2年

\*\*\* 大学院工学研究科機械システム工学専攻・教授

\*\*\*\* 大学院工学研究科機械システム工学専攻 博士後期課程・1年

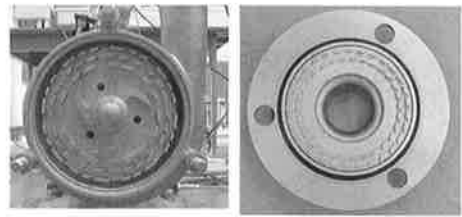
ション流れに伴う基本周波数が支配的となろう。すなわち、シャープポンプに発生する騒音・振動は通常の遠心ポンプと異なり、ポンプ内の複雑な流動に直結した特性を示すことが予想される。

よって本研究では、高粘度溶液におけるシャープポンプの振動・騒音特性を種々の粘度、有効吸込ヘッドおよび流量との関連において明らかにするとともに、清水中における特性との比較検討も行った。

## 2. 実験装置および方法

供試シャープポンプ(羽根車直径 140 mm) 自体により回流される試験水槽については既報<sup>5)</sup>を参照されたい。吸込圧  $P_1$  および吐出圧  $P_2$  はポンプ羽根車入口から上流側  $2D$  ( $D=47.8$  mm はポンプ吸込・吐出管の直径), ポンプ出口から下流側  $5D$  の位置に取り付けた圧力変換器(最高測定圧は上流側 0.2 MPa, 下流側 1 MPa)により, そして, 流量  $Q$  は検定済みの電磁流量計により測定した。

図1には, 供試シャープポンプの概略<sup>4)</sup>を示す。ポンプの回転数は  $n=3,000$  rpm 一定とした。オープン型羽根車は円盤に3枚の羽根形状と同心円状の3段の凹凸溝を機械加工したものである。3枚の羽根による基本周波数は 150 Hz であり, 3段の凹凸溝による基本周波数は中心側から半径方向に1段目(16個)が 800 Hz, そして2, 3段目(24個)が 1.2 kHz である。また, 前面ケーシング表面にも2段の凹凸溝を設けてあり, 1, 2段(30個)での基本周波数は 1.5 kHz である。なお, 羽根車と円板の隙間は 0.5 mm 一定である。容量 200 l の容器に水道水を導入し, そこに粉末のカルボキシメチルセルロースナトリウムを溶解させて, 24時間放置して試料液とした。また, 溶液の粘度( $\mu=1$ (清水), 200, 500, 800 cP)は各性能試験の開始直前と終了後に回転式粘度計により測定した。流量  $Q$ , ポンプ吸込・吐出圧力  $P_1$ ,  $P_2$ , 回転数  $n$ , およびモータ



(a)回転円盤

(b)前面ケーシング

図1 供試シャープポンプ

入力電流などのデータはすべて PC に取り込み, 全ヘッド  $H_p$ , 効率  $\eta$  および軸動力  $P_s$  などを計算・表示した。

次に, 振動の測定には振動加速度計(周波数特性は 3 Hz–12 kHz で平坦, 感度は 97.6 mV/G)を使用し, 加速度センサーはケーシング( SUS304 製)外壁上の平面部にネジで固定した。また, 騒音の測定には精密騒音計(周波数特性は 3 Hz–20 kHz で平坦, 感度は 50.7 mV/Pa)を使用した。受圧部センサーはケーシング中心から 1 m 離れた位置に固定した。これらのセンサーからの信号は一端データレコーダに記録した後に, FFT アナライザーにより分析して, パワースペクトル(基準電圧 5 V), 相互相関スペクトル, および変動の実効値・標準偏差などの統計量を求めた。

## 3. 実験結果

### 3.1 性能曲線

図2には, 粘度  $\mu=1, 800$  cP, 有効吸込ヘッド  $NPSH=3.5$ , 15 m におけるシャープポンプの性能曲線<sup>7)</sup>, すなわち全ヘッド  $H_p$ , ポンプ効率  $\eta$  および軸動力  $P_s$  と流量  $Q$  の関係を示す。

性能曲線は  $NPSH$  に依らず, 清水中の遠心ポンプのそれに類似している。そして, 高  $\mu$  になると, 摩擦損失の増大および羽根車への流入気泡の増加により, 低  $NPSH$  側で性能が低下する。また, キャビテーション未発生状態の高  $NPSH$  の場合,  $H_p$  は通常の遠心ポンプと同じ

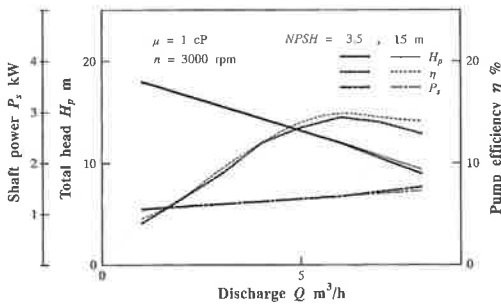


図 2(a) 性能曲線

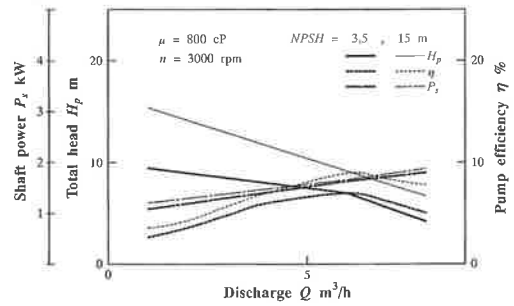


図 2(b) 性能曲線

右下がりの直線で  $\mu$  の増大とともに平行移動する。しかし、高粘度溶液の低  $NPSH$  においては、流入気泡が羽根車内でのキャビテーションの発達を促すためか、 $H_p$  はかなり低下傾向にある。

### 3.2 振動加速度・騒音レベル

図 3 には、 $Q=6 \text{ m}^3/\text{h}$  における全測定周波数域における振動加速度の実効値  $A_{cc}$  および騒音レベル  $SPL$  の  $NPSH$  による変化を種々の  $\mu$  に対して示す。縦軸の単位は  $\text{dB}$  表示である。実効値の基準電圧は  $0.3 \text{ V}$  として計算した。

振動加速度の場合、高粘度溶液における  $A_{cc}$  は  $NPSH$  が低下すると、 $NPSH=10 \text{ m}$  以下で  $A_{cc}$  は増大してピークを持ち、その後低下する。ただし、 $A_{cc}$  に対する  $\mu$  の影響は少なく、低  $NPSH$  側において少し認める。これに対して、清水においては  $NPSH$  の低下に伴う  $A_{cc}$  の増

加は相対的に大きく、 $NPSH=3.5 \text{ m}$  においても未だ増大傾向にある。これは、本ポンプが  $NPSH=3.5 \text{ m}$  程度ではキャビテーション・ブレイクダウンが未だに起きていないこと、そして、後図 5 (b) のスペクトルから  $A_{cc}$  の変化には低周波数成分の影響が大きいから理解されよう。すなわち、ポンプ内および凹凸溝下流におけるキャビテーション流れによる低周波数変動の存在を暗示していよう。いずれにしても、高粘度溶液中における振動加速度はキャビテーション未発生時においては清水のそれとほとんど差がないが、キャビテーション発達状態においては差を認める。

次に、騒音レベルについてみる。高粘度溶液の場合、 $NPSH=15 \text{ m}$  における  $SPL$  の増大傾向を除くと、 $NPSH$  低下に伴う  $SPL$  の変化の傾向は大略的には振動加速度の場合と類似している。また、清水の場合、 $SPL$  は  $NPSH=$

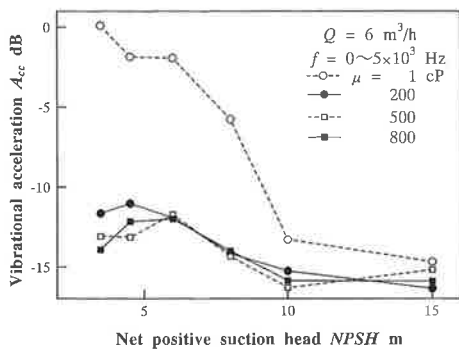


図 3(a)  $A_{cc}$  と  $NPSH$  の関係

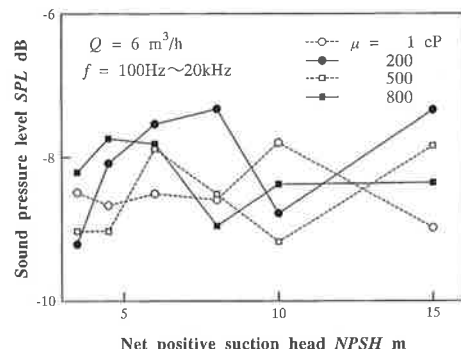


図 3(b)  $SPL$  と  $NPSH$  の関係

10 m 付近でピークを持ち、その後は低下してはば一定値となり、振動加速度がそのまま増大することと大きく異なっている。今後、各周波数成分の相互相関を詳細に分析する必要がある。いずれにしても、通常の遠心ポンプが初生点付近とサブキャビテーションからスーパーキャビテーションへ移行する遷移領域でピークを持つ双峰形とは異なっている。また、遷移領域に特有な激振の存在は認められない。

図4には、全測定周波数域における騒音レベル  $SPL$  と吸込み比速度<sup>8)</sup>  $S = n \times Q^{1/2} \times (NPSH)^{-3/4}$  の関係を示す。粘度  $\mu$  に係わらず、大略的には  $SPL$  は  $S$  の増大とともに増大しており、両吸込み遠心ポンプの場合における基準騒音レベル ( $A$  フィルターを介した音圧レベル) が  $S$  の増加とともに増大する傾向<sup>8)</sup> とよく符合している。なお、 $\mu=200$  cP における大きなバラツキの原因は不明である。

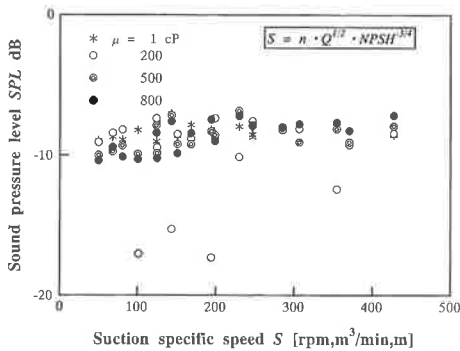


図4  $SPL$  と  $S$  の関係

### 3.3 振動のパワースペクトラム

図5には代表的な粘度  $\mu$ 、流量  $Q$  における振動加速度のパワースペクトラム、すなわちパワースペクトル密度  $S_{pa}$  と周波数  $f$  の関係を示す。清水で低流量  $Q=1$  m³/h の場合、スペクトルは  $f=1.5-2.6$  kHz の周波数域で大きく、 $S_{pa}$  は  $NPSH$  の低下とともに増大する。しかし、 $Q=6$  m³/h では、1.5 kHz 以下の低周波数域における  $S_{pa}$  は  $NPSH$  の低下とともに増大

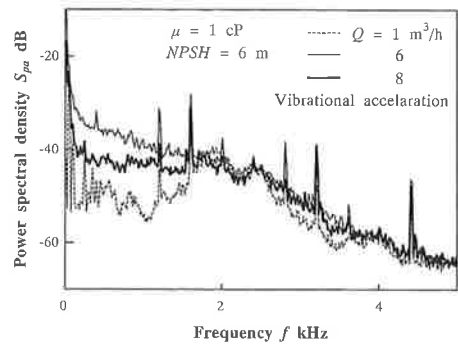


図5(a) 振動加速度のパワースペクトラム ( $NPSH$  による変化)

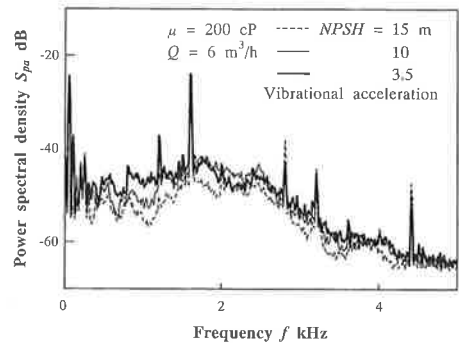


図5(b) 振動加速度のパワースペクトラム ( $NPSH$  による変化)

し、スペクトルは  $f$  の増大とともに  $S_{pa}$  が単調に低下する形状となる。また、高粘度溶液では、 $NPSH$  の低下とともに全  $f$  域の  $S_{pa}$  は増大する。さらに、 $Q$  の増大は  $f=1.5-2.6$  kHz の周波数域における一つのピークから  $f=1.5, 3$  kHz 付近に2つのピークを持つ双峰型スペクトルをもたらす。なお、スペクトル中のスパイク状のピークは主に凹凸溝の回転およびモータ運転に伴う基本周波数であり、振動加速度と騒音の相関スペクトルを調べると、この基本周波数は両者間において強い相関を認めた。

次に、図6には  $NPSH=3.5, 15$  m、 $Q=6$  m³/h におけるパワースペクトラムに対する  $\mu$  の影響を示す。 $\mu$  の増大は全周波数域における  $S_{pa}$  の低下をもたらすが、 $NPSH=3.5$  m の場合には、 $\mu$  の増大は 1.5 kHz 以下の低  $f$  成分にお

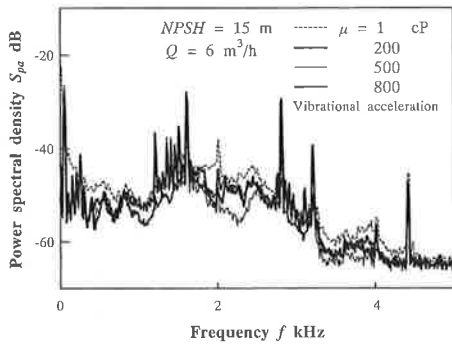


図 6(a) 振動加速度のパワースペクトラム ( $\mu$  による変化)

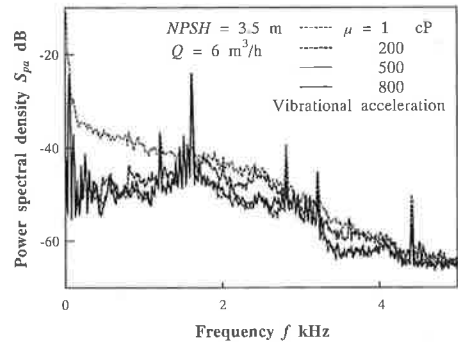


図 6(b) 振動加速度のパワースペクトラム ( $\mu$  による変化)

ける  $S_{pa}$  の大きな低下をもたらしている。しかし、低  $Q$  の場合には  $NPSH$  に依らずスペクトル形状は相似であるが、比較的高周波数域の  $S_{pa}$  が清水の場合よりも大きくなる。

### 3.4 騒音のパワースペクトラム

図 7 には  $\mu=1,200$  cP,  $Q=6$  m³/h における騒音のパワースペクトラムの  $NPSH$  による変化を示す。スペクトルをみると,  $S_{pn}$  は  $f$  の増大

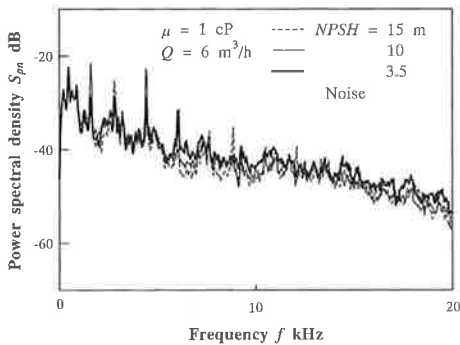


図 7(a) 騒音のパワースペクトラム ( $NPSH$  による変化)

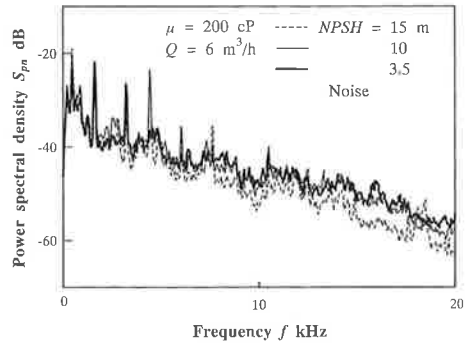


図 7(b) 騒音のパワースペクトラム ( $NPSH$  による変化)

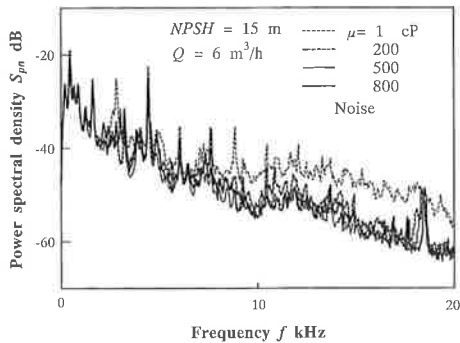


図 8(a) 騒音のパワースペクトラム ( $\mu$  による変化)

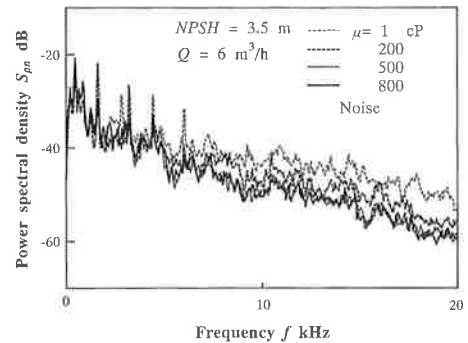


図 8(b) 騒音のパワースペクトラム ( $\mu$  による変化)

とともに単調に低下する形状であり、 $\mu$ の増大はすべての $f$ の $S_{pn}$ を低下させている。清水で低流量 $Q=1\text{ m}^3/\text{h}$ の場合、13 kHz以上の $S_{pn}$ は $NPSH$ の低下とともにゆっくりと増大する。しかし、大 $Q$ の場合にはスペクトル形状にはほとんど差を認めない。

次に、図8には $NPSH=3.5, 15\text{ m}$ 、 $Q=6\text{ m}^3/\text{h}$ におけるパワースペクトラムに対する $\mu$ の影響を示す。 $\mu$ の増大とともに、 $S_{pn}$ は低下する傾向にあり、特に、10 kHz以上の高周波数成分の低下が大きい。

#### 4. 結 論

シャープポンプの振動・騒音特性を種々の粘度、有効吸込ヘッドおよび流量との関連において明示した。得られた結果を要約すると次のようになる。

- (1) 高粘度溶液における振動加速度の実効値 $A_{cc}$ は、 $NPSH$ の低下とともに増大してピークをとり、その後低下する傾向にある。しかし清水の場合には、 $NPSH=3.5\text{ m}$ においてもキャビテーションブレイクダウンが起こらないために、増大傾向にある。また、粘度の増大は低 $NPSH$ 側での $A_{cc}$ の低下をもたらす。
- (2)  $NPSH$ の低下に伴う $SPL$ の変化の傾向は、高粘度溶液の $NPSH=15\text{ m}$ を除くと、振動加速度の場合と同様である。また、 $SPL$ は吸込み比速度 $S$ とともに増大傾向にあり、両吸込み遠心ポンプの場合における基準騒音レベルの増大傾向とよく符合している。
- (3) 振動加速度の場合、 $Q=6\text{ m}^3/\text{h}$ では1.5 kHz以下の低周波数域における $S_{pa}$ は $NPSH$ の低下とともに増大し、スペクトルは $f$ の増大とともに $S_{pa}$ が単調に低下する形状となる。高粘度溶液では、 $NPSH$ の低下は全 $f$ 域の $S_{pa}$ の増大をもたらす。 $\mu$ の増大は全周波数域における $S_{pa}$ の低下をもたらす。そして、騒音の場合、 $f$ の増大とともに $S_{pn}$ は単調に低下する形状であり、 $\mu$ の増大はすべての $f$ の $S_{pn}$ を低下させるが、特に10 kHz以上の高周波数成分の低下が大きい。

#### 文 献

- 1) 祖山・ほか、ターボ機械、18-12, (1990), 691, 699.
- 2) Gulich, J.F. and Pace, S.E., Proc. IAHR Symp., (1986), 42-1.
- 3) Grist, E., (1998), Taylor & Francis.
- 4) 小林・ほか、ターボ機械講演論文集, 名古屋, (1999.11).
- 5) 千葉・ほか、ターボ機械講演論文集, 名古屋, (1999.11).
- 6) 大橋, 流体機械ハンドブック, 朝倉書店, (1998), 141.
- 7) 古平・ほか、ターボ機械講演論文集, 八戸, (2000. 9).
- 8) 日本機械学会, 機械騒音ハンドブック, (1991), 312.