遠心ポンプ羽根車の振動に関する実験的研究*

郭 士 傑^{*1}, 安 藤 嘉 彦^{*1}, 田 納 雅 人^{*1}

An Experimental Study on Vibration of the Impeller of a Centrifugal Pump

Shijie GUO, Yoshihiko ANDO and Masato TANO

Vibration of the impeller of a single stage centrifugal pump was investigated experimentally. First the impeller was excited by an exciter when the pump was at a stop to investigate its vibration in still water. Next the vibration of the impeller and the pressure fluctuation acting on the pump casing were measured when the impeller was rotating in a vaneless diffuser and in a vaned diffuser respectively. The following results were obtained. (1) Water has a great inertia effect, especially when it is closed surrounding the impeller. (2) The vibration wave is a traveling wave along the circumferential direction of the impeller when resonance of a nodal diameter mode is excited by the fluid forces induced by impeller-guide vane interaction. The resonance frequency depends on the rotating speed of the impeller and the traveling direction of the wave. (3) The high frequency components of the fluid forces induced by impeller-guide vane interaction increase with flow rate, so that resonance excited by the interaction may result in troubles at large flow rate. (4) In actual pumps, resonance of nodal diameter modes may be excited even when the resonance condition of impeller-guide vane interaction is not met.

Key Words: Turbomachinery, Centrifugal Pump, Impeller-Guide Vane Interaction, Vibration, Traveling Wave, Fluid Force, Sideband

1. ま え が き

ポンプは、大容量化や高速化、軽量化などによる性能向上が進められるとともに、省エネルギー化のための運転領域拡大、可変化などが図られている。このため、従来あまり問題にならなかった羽根車の共振問題が無視できなくなってきた。

遠心ポンプやポンプ水車の羽根車の振動については、水の付加質量効果の数値解析や単純モデルによる流れの影響などの研究が行われ⁽¹⁾⁽²⁾、久保田ら⁽³⁾が回転する羽根付円板の振動について研究し、理想な状態では円板の羽根枚数と周囲に等配された励振源の数との間に一定の関係を満足する特定の節直径モードだけが励起されることを示した。しかし、これまでの研究は単純化したモデルによる検討が主で、実機についてはあまり報告されていない⁽⁴⁾。

本研究は遠心ポンプ羽根車の動的強度設計に基礎的資料を提供する目的で行われたものである。供試用の遠心ポンプを製作し、運転中の流体加振力と羽根車の

振動について調べた。具体的には、まずポンプ停止時において加振器を用いて羽根車を加振し、その振動に対するポンプケーシング内の水の影響を調べた。次に、ポンプ運転中において、ベーンレスディフューザとベーン付ディフューザの二つのケースに対して、運転条件（回転数と流量）を変化させてポンプケーシング内の圧力脈動と回転する羽根車の振動を測定し、羽根車の振動に対する運転条件の影響を調べた。さらに、ベーン付ディフューザの場合において、ガイドベーンの羽根の製作誤差、キャビテーションなどの影響を考察するとともに、実機に存在する羽根車とガイドベーンの干渉（以下動静翼干渉と呼ぶ）による節直径モードの共振について検討した。

記 号

Z_r : 羽根車の羽根枚数

Z_g : ガイドベーンの羽根枚数

Ω : 回転サイクル (cycles per second)

k : 節直径モードの節直径数 (整数)

m, n : 高調波の次数 (整数)

f_h : k 節直径モードの固有振動数

ϕ : 流量係数

ϕ : 揚程係数

* 原稿受付 1998年2月19日。

^{*1} 正員, (株)荏原総合研究所 (〒251-8502 藤沢市本藤沢4-2-1)。

E-mail: kakuL0019@erc.ebara.co.jp

ν : 軸動力係数

η : 効率

2. 実験装置

本研究で用いた供試用遠心ポンプの概略を図1に示す。渦巻ケーシングの形状を後で述べる図3に示す。ポンプはモータで駆動され、その回転数はインバータで制御される。運転中に水は吸込タンクから吸入され、吐出管を通じて再び吸込タンクに環流される。吸込タンク内の圧力は真空ポンプやコンプレッサを用いて変えることができる。また、流量は吐出弁で調整され、ベンチュリー流量計で測定される。

羽根車は同規模の実機と同じ仕様で作成され、諸元を表1に示す。その振動を測定するために、図2に示すように、主板と側板の外縁部にそれぞれ9個の圧電式加速度計（D1～D9, S1～S9）を取付けた。リード線は主板と側板に加工した溝でまとめられ中空軸を通じて軸端に付けたスリップリングで取出される。ポンプケーシング内の圧力脈動を測定するために、図3に示すように、ケーシングとカバーにそれぞれ2個、計4個の圧力計（P1, P2, P3, P4）を取付けた。また、カバーには穴が加工され、加振棒を通してポンプ停止時に羽根車を加振することができる。すべての測定信号はデジタルテープに同時収録され、FFTアナライザで解析される。

ガイドベーンはその取付リング部を通じてボルトでポンプケーシングに取付けられ（図1を参照）、取外しや交換などが可能である。本研究では、ガイドベ

ンがない場合（ベーンレスディフューザ）とガイドベーンを付けた場合（ベーン付ディフューザ）について測定を行った。ただし、ガイドベーンの羽根の製作誤差の影響を調べる目的で、鋳鉄で作成したもの（Iで表示）とNC加工で作成したもの（IIで表示）の2種類を用いた（実機では製造コストの低減を図るためにガイドベーンを鋳鉄で作ることが多い）。諸元を表1に示す。羽根の製作誤差を後で述べる図12に示す。鋳鉄よりNC加工で作成したガイドベーンの羽根の誤差が小さい。

実測したポンプの性能を図4に示す。図中、横軸は

Table 1 Specifications of impeller and guide vanes

Impeller	
Type	Closed
Number of blades	6
Outer/Inner blade diameter	328/202 mm
Thickness of disk/shroud	4/4 mm
Exit blade width	34 mm
Exit vane angle	32 degree
Guide vane I	
Number of blades	11
Inlet/Exit diameter	331.5/430 mm
Inner diameter of ring	330mm
Width	35mm
Guide vane II	
Number of blades	11
Inlet/Exit diameter	331.5/430 mm
Inner diameter of ring	329mm
Width	35mm

Fig. 1 Concept view of the test pump

Fig. 2 Locations of accelerometers

Fig. 3 Locations of pressure gages

流量係数, 縦軸は揚程係数, 効率および軸動力係数を表す。実線はベーンレスディフューザの場合, 破線はベーン付ディフューザの場合である。ポンプ性能においてはガイドベーン I と II の間にあまり差が見られなかった。なお, ベーン付ディフューザの場合は, 吸込タンク内の圧力が 1 気圧のときに, 回転数が 600 rpm 以上で, 流量係数が $\phi=0.17$ 以上になると, キャピテーションの発生が見られた。

3. ポンプ停止時の羽根車の振動

ポンプ停止時に動電式加振器を用いてランダム加振することにより羽根車の振動を調べた。ポンプケーシング内に水が充満しているとき（水中）と水がないとき（空気中）の固有振動数の測定結果を表 2 に示す。表 2 中, GV I と GV II はそれぞれガイドベーン I と II のことを表す。以下も同じ記号を使う。二次元に展開した羽根車の振動モードを図 5 に示す。図中, 破線は変形前の形状で, 実線は空気中における有限要素解析の結果で, ○は空気中の実験結果である。また, ND mode は節直径モードのことを表す。以下も同じ記号を使う。水はモード形状にあまり影響しないが, その付加質量効果ですべてのモードの固有振動数が空

気に比べてかなり低下している。ガイドベーンを取付けることにより固有振動数はさらに低下する。これは, 図 1 に示したように, ガイドベーンを取付けることにより羽根車の主板と, ガイドベーンの取付リング部およびポンプケーシングとの間に水が閉じこめられ, その付加質量効果によるものである。特に, ガイドベーン I に比べて, ガイドベーン II の場合の固有振動数をもっと低くなるのは, II の取付リング部の内径が I より 1 mm 小さいからである（表 1 を参照）。すなわち, ガイドベーンの取付リング部と羽根車の主板との間のクリアランスは羽根車の固有振動数に影響している。

4. ポンプ運転中の羽根車の振動

4.1 ベーンレスディフューザの場合 ベーンレスディフューザの場合では, 羽根車後流がケーシング舌部と干渉し, 静止側（ポンプケーシングとカバー）で $Z_n\Omega$ とその高調波の周波数成分をもつ圧力脈動が観測された。図 6 に P 3（図 3 を参照）で測定した圧力脈動を示す。これは定常運転中の測定データを周波数領域で平均化したものである。以下に示すすべての実験結果も同様な平均化処理が施された。圧力脈動は低周波数領域に集中しており, また, 大流量時にはおもに $Z_n\Omega$ とその高調波成分が卓越しているが, 流量が小さくなると, ランダム成分が大きくなる。ただし, 締め切り運転では $Z_n\Omega$ 成分が大きかった。回転数を

Fig. 4 Performance of the test pump

Table 2 Natural frequencies of the impeller(Hz)

Mode No.	Air	Water (vaneless)	Water (vaned: GV I)	Water (vaned: GV II)
1	386	276	225	220
2	1002	731	596	584
3	1388	933	817	728
4	1946	1132	929	830
5	2164	1187	1009	995
6	2495	1585	1405	1377

Fig. 5 Mode shapes of the impeller

Fig. 6 Pressure fluctuation on the pump casing in the case of vaneless diffuser

Fig. 7 Vibration of the disk of the impeller in the case of vaneless diffuser

変えても結果は傾向的に同じであった。圧力脈動の 930 Hz 近傍のピークは、羽根車の固有振動数で発生しているために、羽根車の振動によるものであると考えられる（図 7 を参照）。ポンプケーシング内の圧力脈動は羽根車への流体加振力となり、ガイドベーンがないために、回転する羽根車は Ω とその高調波およびランダム成分の流体加振力を受ける⁽⁵⁾。図 7 に運転中に羽根車の主板（D 1）で測定した振動加速度の周波数応答を示す。各モードの固有振動数が Ω よりかなり高いため、図 7 に示す固有振動数に対応するピークは Ω またはその高調波ではなく、ランダム流体加振力によって励起されたものである。

このように、羽根車の固有振動数が回転サイクルよりかなり高い場合に、振動はランダム流体加振力によって励起されるものの、加振力が小さいために、振幅はトラブルを引き起こすほど大きくならないと考えられる。したがって、設計では共振を問題視しなくてもよい。ただし、本論文の主題ではないが、軸の横振動に左右される一節直径モードの振動は固有振動数が低いために、 Ω の高調波成分でも励起されうると考えられる。

Fig. 8 Pressure fluctuation on the pump casing when using guide vane I

Fig. 9 Vibration of the disk of the impeller when using guide vane I

4・2 ベーン付ディフューザの場合 本研究では、I（鋳鉄）とII（NC加工）の2枚のガイドベーンを用いて実験を行った。本節では、Iの結果を述べ、IIの結果については5章で述べる。

ポンプケーシングのP3で測定した圧力脈動を図8に示す。動静翼干渉により、 $Z_r\Omega$ の高次の高調波成分も現れている。また、ベーンレスディフューザの場合と同様、流量が大きいときにも $Z_r\Omega$ とその高調波成分が発生し、吐出弁を締めて流量を小さくすると、ランダム成分が大きくなる。

動静翼干渉による振動に関しては、羽根車の羽根とガイドベーンの羽根は周方向に均等に配置され、かつ両方の羽根がすれ違うときにどの羽根においても同じ流体加振力が発生するとすると、式(1)と(2)を同時に満足する k 節直径モードの共振だけが励起されることは久保田らが行った羽根付円板の振動に対する研究により示されている⁽³⁾⁽⁶⁾。

$$mZ_g\Omega \pm k = nZ_r \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$f_k = mZ_g\Omega \quad \dots\dots\dots (2)$$

図9に羽根車の主板で測定した振動加速度の周波数応答と流量との関係を示す。回転する羽根車は $Z_g\Omega$ とその高調波およびランダム成分の流体加振力を受け

る。流量が大きいときに主に $Z_g\Omega$ とその高調波のピークが生じているが、流量が小さくなると、高調波成分が小さくなり、代わりにランダム流体加振力による振動が大きくなる。これは動静翼干涉による羽根車の共振は大流量時に問題になることを意味する。また、図9からわかるように、 $Z_g\Omega$ の高調波成分の両サイドにもピークが励起されている。隣接する二つのサイドピーク間の周波数間隔は羽根車の回転サイクル Ω である。サイドピークは流量に関係し、大流量時には大きい（同じ流量係数でも、高い回転数の方のサイドピークは相対的に大きいことを確認した）。これは、羽根車とガイドベーンが干涉する際に各羽根で発生した流体加振力が不均一であるためと考えられ、5章で議論する。

図5に示したように、羽根車はいろいろな振動モードをもっているが、本研究は節直径モードに着目し、二節直径モードの振動について調べた（一節直径モードは軸の横振動に関連し、三節直径モードは固有振動数が高いため実験ではあまり励起されなかった）。二節直径モードは式(1)において $k=2$ に対応し、表3に $k=2$ のときに式(1)を満足する高調波の次数 m と n を示す。一般的に高調波の次数が高くなるにつれてその周波数における加振力は小さくなるため、 $m=10$, $n=18$ より高次の高調波を問題視しなかった。表3中、A, C, G は実験で励起された共振ピークを表す記号で、後で述べる図10に示す。 $m=2$, $n=4$ の高

調波による共振は回転数が約2200 rpm にならないと励起されないので〔式(2)を参照〕、本研究では実験装置の制限のため測定しなかった。

回転数を徐々に変化させると、 $Z_g\Omega$ の各次の高調波は二節直径モードの固有振動数を通過するたびにそのモードにおける振幅（周波数スペクトル上での共振ピークの高さ）が大きくなるのが観測された。回転数を400 rpm から徐々に大きくして測定した各次の高調波で共振したときの、二節直径モードにおける振幅を図10の○で示し、対応する高調波またはサイドピークの周波数を後で述べる表4に示す。共振していなかったときの振幅を図10に●で示す。図10中、横軸は回転数で、縦軸は加速度の振幅である。また、ここでいう振幅とは、羽根車の各測定点で測定した片振幅の最大値である。

図10中、A, C および G で示されているピークは動静翼干涉による共振の条件、すなわち、式(1)と(2)が満足されているときで（対応する高調波の次数を表3に示す）、それ以外のピークでは動静翼干涉による共振の条件が満足されていない。特に、ピーク D と E では、 $7Z_g\Omega$ と $6Z_g\Omega$ が二節直径モードの固有振動数と一致したときよりも、サイドピークの周波数である $7Z_g\Omega - \Omega$ と $6Z_g\Omega - 2\Omega$ が固有振動数と一致したときの振幅が大きかった（図10の各ピークに対応する高調波またはサイドピークの周波数を表4に示す）。以下、サイドピークの周波数と固有振動数が一致するときの共振をサイドバンド共振と呼ぶ。 $Z_g\Omega$ の高調波と固有振動数が一致するときの振幅がサイドバンド共振時よりも小さいのは、動静翼干涉による共振の条件が満足されていないために、羽根車の各羽根で励起される $Z_g\Omega$ の高調波成分の振動が互いにキャンセルしあう⁽³⁾ためと考えている。

次に羽根車に形成される振動波について考える。羽根車はあるモードで定常振動するとき、周方向に伝搬する進行波の場合では主板あるいは側板外縁の2点間の位相差はその2点間の距離だけに依存する。本研究

Table 3 m and n in Eq. (1) when $k=2$

Zg	Zr	$\pm k$	m	n	Peak in Fig.10
11	6	-2	10	18	A
11	6	+2	8	15	C
11	6	-2	4	7	G
11	6	+2	2	4

Fig. 10 Amplitudes at resonance and those when no resonance was excited when using guide vane I

Table 4 Resonance frequencies of peaks and traveling directions of waves when using guide vane I

Peak	Traveling direc.	Resonance frequency
A	Backward	819Hz, ($10Z_g\Omega$)
B	Backward	818Hz, ($9Z_g\Omega$)
C	Forward	809Hz, ($8Z_g\Omega$)
D	Forward	809Hz, ($7Z_g\Omega - \Omega$)
E	Forward	810Hz, ($6Z_g\Omega - 2\Omega$)
F	Forward	813Hz, ($5Z_g\Omega$)
G	Backward	831Hz, ($4Z_g\Omega$)

では二節直径モードを対象とするので、純粹の進行波の場合、2点間の位相差はその2点間の周方向角度の2倍となる。一方、定在波の場合は節の位置が変化しないとすると2点間の位相差は 0° かまたは 180° となるが、実際、羽根車が複雑な流体加振力を受けているために節の位置は常に変化するので、2点間の位相差も常に変化すると考えられる。

主板上の各測定点において、ポンプ運転中の応答よりすべての隣接する2点間の位相差を求め、測定点D1を基準にして整理した。その結果を図11に示す。図11中、横軸は主板上の測定点D1を原点とする周方向角度（羽根車の回転方向は正としている）、縦軸は図10の○で示しているピークにおける主板上の各測定点（D1～D9）の位相である。また、実線は羽根車の回転方向と同じ方向に伝搬する前進波を、破線は逆方向に伝搬する後退波をそれぞれ表す。比較のため、回転数が1200 rpmで共振が励起されていなかったときの位相も同図に示す。これは進行波ではないことがわかる。

各ピークに対応する共振振動数と波の伝搬方向を表4にまとめた。後退波の共振振動数は前進波よりやや大きい。ガイドベーンIIを用いても同じ傾向が見られた。これは後退波に対する水の付加質量効果が前進波に比べて小さいためである⁽²⁾⁽⁶⁾。

波の伝搬方向は、動静翼干渉の条件が満足されるときに、式(1)の符号に依存し、ピークA($m=10, n=18$)とピークG($m=4, n=7$)では“-”が満足されているために後退波が励起されている。これに対して、ピークC($m=8, n=15$)では“+”が満足されているために前進波が励起されている。これは、文献

Fig. 11 Phases of measurement points based on D1 when using guide vane I

(3)の結果と一致する。他のピークは動静翼干渉による共振の条件が満足されていないにもかかわらず進行波が励起されているのは、流体加振力が不均一であるために羽根車に前進波と後退波が同時に励起され、大きい方が支配的に現れているからであると考えている。

5. サイドバンドに関する考察

磨耗した歯車や転がり軸受の振動でサイドバンドが見られるのと同じように⁽⁷⁾、周波数領域でのサイドバンドおよびそれに起因する共振は干渉により各羽根で発生した流体加振力が不均一であることによって引き起こされたものと考えられる。また、流体加振力の不均一性は、干渉において、各羽根先端近傍での流体圧と流速の違いによるものと考えられる。ここで、その原因について考察する。

(a) guide vane I

(b) guide vane II

Fig. 12 Tip profiles of blades of the guide vanes

Fig. 13 Vibration of the disk of the impeller when using guide vane II

まず、回転する羽根車から見て静止側にあるガイドベーンの羽根の製作誤差が流体加振力の不均一性の原因になり得ると考えた。ガイドベーンIは鋳鉄で作られており、図12(a)に羽根先端のプロフィールを示す。実線は、ある羽根を基準にして他の羽根を $360/11^\circ$ の整数倍回転して基準となる羽根の位置にもってきたときの、11枚の羽根の平均プロフィールで、破線は最も平均から離れている2枚の羽根のプロフィールである。横軸は周方向の寸法で、縦軸は半径方向の寸法である。ただし、横軸を隣接する2枚の羽根の先端の周方向円弧の長さで無次元化し、縦軸をガイドベーンの内半径(羽根部分)で無次元化した。

羽根の製作誤差の影響を調べるために、NC加工でガイドベーンIIを作成した。その羽根先端のプロフィールを図12(b)に示す。誤差がガイドベーンIよりかなり小さいことがわかる。ガイドベーンIIを用いてIの場合と同じ測定を行った。得られた羽根車主板の振動加速度の周波数応答と流量との関係を図13に示す。サイドバンドの発生に関して改善が見られない。よって、本研究においてガイドベーンの羽根の製作誤差はサイドバンド発生のおもな原因ではないことがわかる。

次に、キャビテーションの影響について調べた。回転数が600rpmのときの結果を図14に示す。図14(a)は吸込タンク内の圧力が1気圧で、キャビテーションが発生していなかったときの主板の応答で、(b)は吸込タンク内の圧力を低くして、約0.4気圧でキャビテーションが発生していたときの応答である。サイドバンドにおいて変化が見られない。600rpmより高い回転数でも、キャビテーションが発生すると、振動のランダム成分が大きくなるだけで、サイドバンドには変化が見られなかった。よって、キャビテーションも原因ではないことがわかる。

上記の結果、すなわち、サイドバンドは大流量時に

(a) when no cavitation was observed

(b) when cavitation occurred

Fig. 14 Comparison between responses when no cavitation was observed and when cavitation occurred

発生すること(図9と13を参照)と、ガイドベーンの製作誤差とキャビテーションがおもな原因ではないことを考慮すると、その発生はポンプケーシング内の複雑な流れに関係するものと考えている。

6. あとがき

遠心ポンプ停止時の加振実験、運転時におけるポンプケーシング内の圧力脈動と羽根車の振動の測定を行い、以下のことがわかった。

(1) ポンプケーシング内の水の付加質量効果で羽根車の固有振動数は空气中に比べてかなり低下する。特に、羽根車の主板とポンプケーシングとの間に水が閉じこめられるとき、その付加質量効果はさらに大きくなる。

(2) ベーンレスディフューザの場合、軸の横振動に左右される一節直径モード以外のモードは、一般的な遠心ポンプでは固有振動数が回転サイクルよりかなり高いことが予想されるため、共振を問題視しなくてもよい。

(3) ベーン付ディフューザの場合には動静翼干渉が発生し、理想的な条件で求められた動静翼干渉による共振の条件が満足されなくても、実機では共振が発生することがある。また、動静翼干渉による流体加振

力の高調波成分は大流量時に大きいため、羽根車の共振も大流量時に問題になると考えられる。さらに、大流量時には周波数領域でサイドピークが励起され、サイドピークの周波数と羽根車の固有振動数が一致するとサイドバンド共振が発生する。

(4) 動静翼干渉の流体加振力によって節直径モードの共振が励起されるとき、羽根車に周方向に伝搬する進行波が形成される。回転の逆方向に進む後退波の共振振動数は前進波に比べてやや大きい。これは後退波に対する水の付加質量効果が前進波に比べて小さいためである。

最後に、本研究を行うに当たって、九州大学金光陽一教授、工学院大学大橋秀雄教授、並びに荏原総研丸

田芳幸氏、青木政則氏からは懇切なご教示を賜った。ここから感謝の意を表す。

文 献

- (1) 笠原雅之・ほか3名, 機論, **60**-571, C(1994), 743-748.
- (2) 久保田裕二・大橋秀雄, 機講論, No. 910-17, B(1991-3), 13-15.
- (3) 久保田裕二・ほか4名, 機論, **49**-439, C(1983), 307-312.
- (4) Tanaka, H., IAHR Symposium, Section on Hydraulic Machinery and Cavitation, *Paper U2*, (1990), 1-24, Belgrade.
- (5) 塚本寛・ほか5名, 機論, **61**-586, B(1995), 2149-2156.
- (6) 大橋秀雄, ターボ機械, **16**-6(1991), 348-355.
- (7) Charles Jackson, P. E. (edited by Ehrich, F. F.), *Handbook of Rotordynamics (Chapter 4)*, (1992), 40-66, McGRAW-HILL, INC.