

遠心ポンプの振動 流体现象とロータダイナミクス

江口 真人*

Vibration of Centrifugal Pumps - Fluid Phenomena and Rotor-dynamics

by Masato EGUCHI

A study had been made on centrifugal pumps problems related to fluid-induced vibration. The majority of such problems are caused by fluid-induced unsteady excitation, which tend to occur during off-design pump operations (low flow rate operations, NPSH operations, etc.), or by the destabilized force of the flow in narrow clearances. There are also many cases where the deterioration of the damping property of the rotor-bearing system, related to the fluid operating condition, contributes in the occurrence of these problems. The following categorizes fluid-induced vibration of centrifugal pumps, introduces problems in actual cases, and gives examples of measures and research cases.

Keywords: Rotordynamics, Annular pressure seal, Interference between impeller and vane, Fluid induced vibration, Centrifugal impeller, Centrifugal pump, Self-excited vibration, Resonance

1. はじめに

ポンプは、発電所や化学プラントなどで使用される主要機器の一つである。稼働中のポンプにトラブルが発生すると、プラントの操業を停止せざるを得ない重大な事態を招くためその信頼性を十分に確保する必要がある。ポンプ特有の振動現象は、流体が関与した複雑なメカニズムを有しているため原因を特定しづらい場合が多い。そのため、その事前防止やトラブルシューティングの観点から、流れ解析や構造・振動解析などの結果と経験的な知見とに立脚した機器の信頼性を十分検討していかねばならない。本稿では流体に起因したポンプの振動事例をいくつか紹介し、その現象の理解と対策例について説明する。

2. ポンプの振動事例の概要

ポンプの振動は主に、加工や組立の精度などに起因する不釣り合い力やミスアライメント力 (Misalignment force) の増大による過大振動 (例えば、それらの外力と回転軸系や構造系の固有振動数との共振現象) などを包括する

機械的要因と、ポンプ内部・配管系を含む流体现象に起因する不安定化作用など流体的要因によるものに大別される。これらの事象を表に簡単にまとめる。前者はその大半が回転機械一般の問題であるため、本稿の趣旨から外れる。本稿では後者に絞って説明をする。

流体的要因で発生する振動は、羽根車、非接触環状シールや軸受などポンプの内部で発生する現象と、流れと配管系との干渉が要因で発生する現象とがある。無論これらの現象発生には構造系の固有振動数や過小減衰など機械系全体の特性が深くかかわっている。発生した流体関連振動の原因を調査・解明するために、ポンプ本体と配管要素などシステム全体を考慮しなければならないことが数多くある。

3. 非接触環状シールに起因する振動事例

非接触環状シール (以下シールと記述) は、図1に示すように羽根車からの漏れ流れを抑制する軸封要素である。シールは軸封作用を主眼に設計されるため、軸振動に応答して発生する大きな液膜力が回転軸に作用する特性を有する場合がある。液膜による不安定化作用が強い周波数帯域 (回転周波数以下の帯域) に回転軸系の固有振動数が存在するような不適切な状態にあると、フルイドホイップ (Fluid whip) と呼ばれる自励振動が発生す

* (株)荏原総合研究所 機械研究室

表 ポンプの主な振動問題
Table Main vibration problems of pumps

	現象名 Phenomena	振動分類 Type of vibration	卓越周波数成分 Predominant frequency components
機械的要因 Mechanical cause	不釣り合い Unbalance	共振 Resonance	回転周波数 Rotating frequency (N)
	ミスアライメント Misalignment	共振 Resonance	回転周波数とその高調波 Rotating frequency N and/or 2N, 3N component
	軸曲がり Shaft bent	共振, 不安定 Resonance, Instability	回転周波数の2倍成分 2N component
	接触 Contact	不安定 Instability	軸系またはケーシングの固有振動数 (回転周波数の1/2成分) Natural frequency of rotor system and/or stator, 1/2N component
	嵌合緩み Loose shrinkage	不安定 Instability	回転周波数, 軸系の固有振動数 Rotating frequency, Natural frequency of rotor system
	ケーシングホワール Casing whirl	共振, 不安定 Resonance, Instability	回転周波数とその高調波, ケーシングの固有振動数 Rotating frequency and its harmonic component, Natural frequency of casing
流体的要因 Hydraulic cause	フルイドホイップ Fluid whip	不安定 Instability	軸系の固有振動数 Natural frequency of rotor system (less than 0.7 times N)
	付加質量効果 Additional mass effect	共振 Resonance	回転周波数とその高調波 Rotating frequency and its harmonic component
	羽根車不安定化力 Aerodynamic force	不安定 Instability	軸系の固有振動数 Natural frequency of rotor system
	旋回失速 Rotating stall	不安定 Instability	特徴的周波数 0.5 to 0.7 times N (feature peak)
	旋回キャビテーション Rotating cavitation	不安定 Instability	特徴的周波数 8 to 1.2 times N (its peak frequency depends on cavitation number)
	キャビテーションサージ Cavitation surge	不安定 Instability	特徴的ピーク, 配管系の固有振動数 Less than 0.4 times N (depends on cavitation number), Natural frequency of piping system
	サージ Surge	不安定 Instability	配管系の固有振動数 Natural frequency of piping system
	動静翼干渉 Interference between impeller and vane	共振 Resonance	ZN周波数とその高調波 ZN (Z: The number of impeller blades), its high order harmonic component
	流体不釣り合い Fluid unbalance	共振 Resonance	回転周波数 Rotating frequency (Its amplitude depends on Flow rate)
	ボリュート非対称, 入口逆流 Volute asymmetry, Inlet back-flow	不安定 Instability	回転周波数以下 From several Hz almost to rotating frequency (wide range)

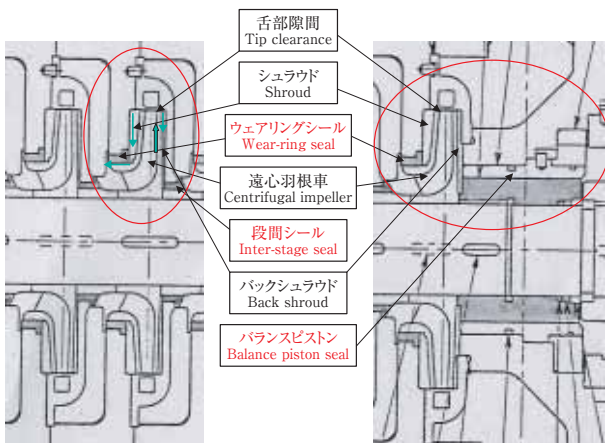


図1 ポンプの軸封構成要素
Fig. 1 Pump components

ることがある。この発生のメカニズムに関しては、シールの狭い隙間で発生するロータダイナミクス効果として説明されている¹⁾。この現象の発生の有無は、図2²⁾に示したシール液膜反力成分のうち接線方向成分 F_t の作用方向と大きさに依存している。シールダイナミクス (Seal dynamics) の観点では、接線方向成分 F_t/A (接線方向流体反力を振幅 A で除した伝達関数) を振動周波数 ω に対して線形化して得られる動特性係数のうち、弾性係数連成項 k が大きく、減衰係数対角項 C が小さい動特性を有するシールで起こりやすい。弾性係数連成項 k の大きさは、回転速度に依存しており速度を上げる程大きくなるので、低周波数領域での不安定化力は速度上昇に伴い大きくなることになる。したがって、曲げ固有振動数が回転周波数よりも低い高速回転仕様のポンプでは、この自励振動が発生する確率が高くなるため注意を

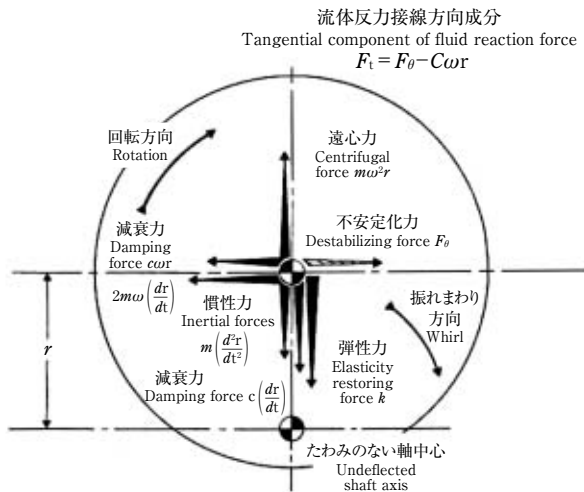


図2 ロータダイナミクス力²⁾
Fig. 2 Rotordynamic forces

要する。例えば、幅径比が大きく回転しゅう動面に溝が設けられている溝付きシールは、前記動特性を有しており、軸系に不安定な作用を付与することが多い。

このシールに起因した振動の典型的な例として、図3に示すようなバランスプッシュに溝付きシールを採用したポンプに発生した事例が報告されている³⁾。この事例で起こった現象は次のとおりである。

- (1) 最高運転回転速度到達前に突然過大振動が発生した。
- (2) 振動が発生した後、回転速度を上昇しても振動が持続し、振動周波数に変化がない。
- (3) 振れまわり方向が回転方向、つまり前振れまわりである。
- (4) 回転周波数の1/2付近である38 Hzの周波数ピークが卓越し、スラスト軸受側に現れている。この周波数は回転軸系の固有振動数である。

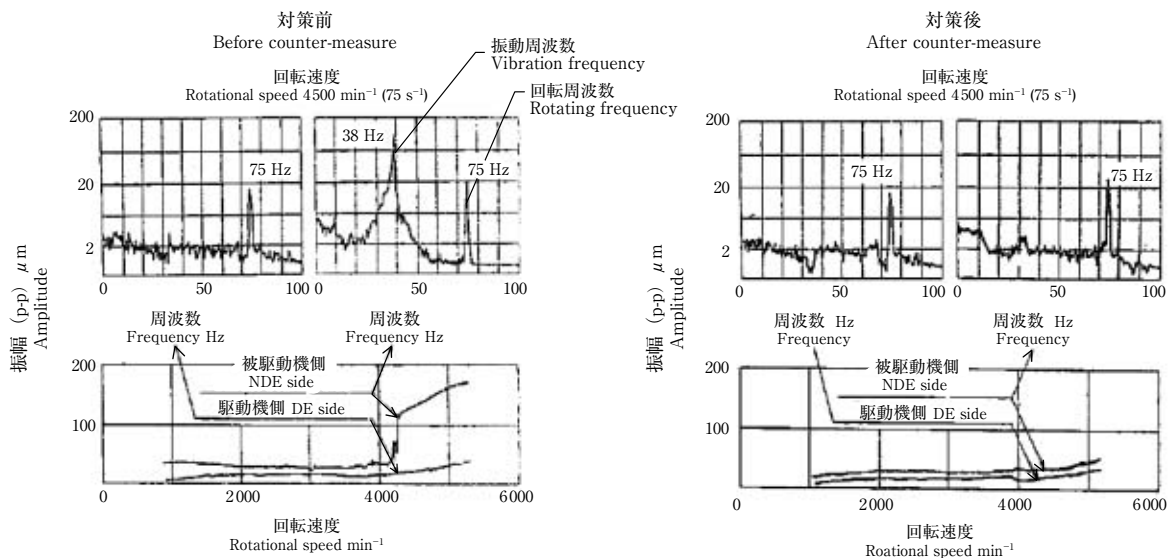
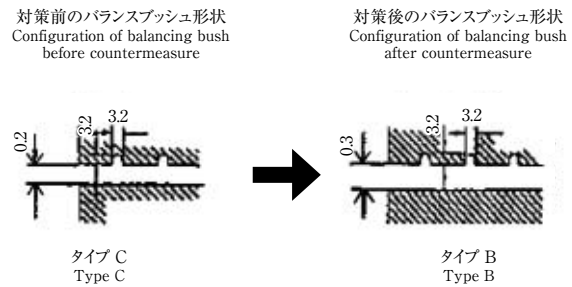
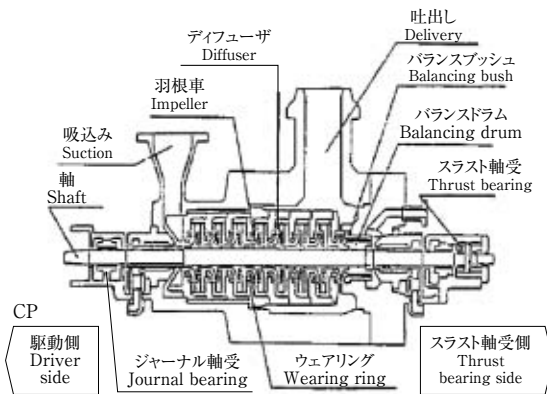


図3 バランスプッシュの液膜による自励振動の例³⁾
Fig. 3 Self-excited vibration due to fluid film in balance piston seal

(5) 軸受開放点検で異常がないため、オイルホイップではない。また、ギアカップリングの異常を確認したが問題ない。

これらの事象を分析し、バランスピストンシールの液膜に起因する自励振動と推定し、バランスピストンのしゅう動面形状を変更し振動を抑制している。

このような溝付きシールの液膜に起因した自励振動が発生した場合の典型的な対策は次のとおりである。

- (1) 平滑シール・ダンパシールなど減衰力の大きいシールに変更する。
- (2) シール隙間を広げるなどシール液膜に起因する流体力の大きさを小さくする。
- (3) 不安定化力の一因である入口旋回流を弱めるためにシール室入口にスワールブレイカ (図4) を設ける。
- (4) 回転系の固有振動数を上昇させるため軸の形状を見直す。

また、幅径比が大きく隙間の狭い平滑シールが軸受スピンの中心付近に位置するような構成のポンプの場合、シール液膜力の付加質量効果に注意する必要がある。振動の腹がシール付近にある曲げ一次モードの固有振動数は、この付加質量効果に対して非常に敏感である。自励振動発生などの理由で、溝付きシールから平滑シールに交換し、更にポンプ効率の観点から漏れ量を抑制するためにシール隙間を狭くするような対策をすることがある。対策を実施する前に、漏洩量と動特性とを考慮して、シールの長さや隙間の設計値を得る必要がある。軸振動解析 (複素固有値解析) によって曲げ一次モードの固有振動数を回転周波数に対して適切に決めて、軸系の安定性マージンを確保することが重要である。

また、シールに起因する自励振動といってもポンプ軸系固有振動に対するモード減衰比が小さい故に起こる現象であることが多い。その要因として、羽根車内外の流

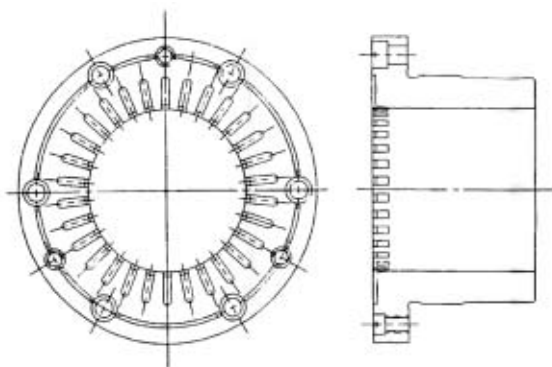
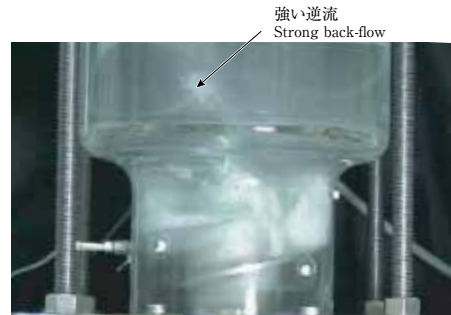


図4 典型的なバランスピストン用スワールブレイカ⁷⁾
Fig. 4 Typical balance-piston swirl-brake design

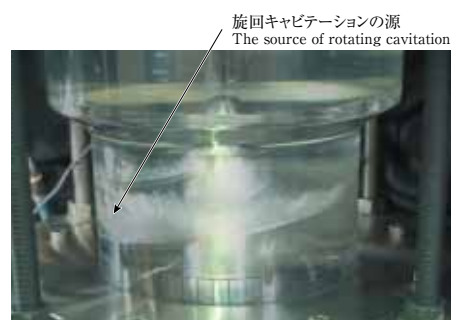
体が軸振動にตอบสนองして発生する不安定化力の作用を無視できない。ウェアリングシールに液膜力の小さい溝付きシールを採用するポンプでは、シールから発生する減衰力がこの不安定化力により相殺されポンプ軸系の減衰特性が著しく悪化することがあるので、設計時点で軸振動解析を行い精度の良い評価をすることが必要である。この自励振動は特に、段数の多い高圧ポンプで発生する可能性が高い。この影響を解析モデルに組み込む⁴⁾ ことでより精度の高い解析結果が得られる。

4. 羽根車流体に起因する不安定振動

羽根車流体に起因する振動現象は、C.E.Brennenの成書⁵⁾ に体系的にまとめられている。特徴的な現象として、旋回失速やキャビテーションサージ、旋回キャビテーションが挙げられている。図5に示すようなインデュー



(a) 流量=設計流量の30%
Flow rate=0.3 times design flow rate, NPSH 2.5 m



(b) 流量=設計流量
Flow rate=Design flow rate, NPSH 0.4 m



(c) キャビテーションサージの周波数成分 (吸込圧力変動成分)
Frequency components of cavitation surge

図5 インデューサのNPSH試験
Fig. 5 NPSH test of inducer

サのNPSH可視化試験の例に見られるように、強い逆流やNPSHの低下に伴い羽根間に成長するキャビテーション塊が、ポンプ軸やポンプケーシング、配管の振動に多大な影響を及ぼす。羽根面などへの作用が強くなると不安定現象を引き起こし、回転周波数より若干高い（例えば、

回転周波数の1.2倍）か、回転周波数以下の周波数成分が卓越する。

旋回キャビテーションは、流量-揚程曲線のこう配が負で、低い吸込圧でポンプを運転するとき、羽根車羽根面に付着し生長するキャビテーション塊の旋回運動によ

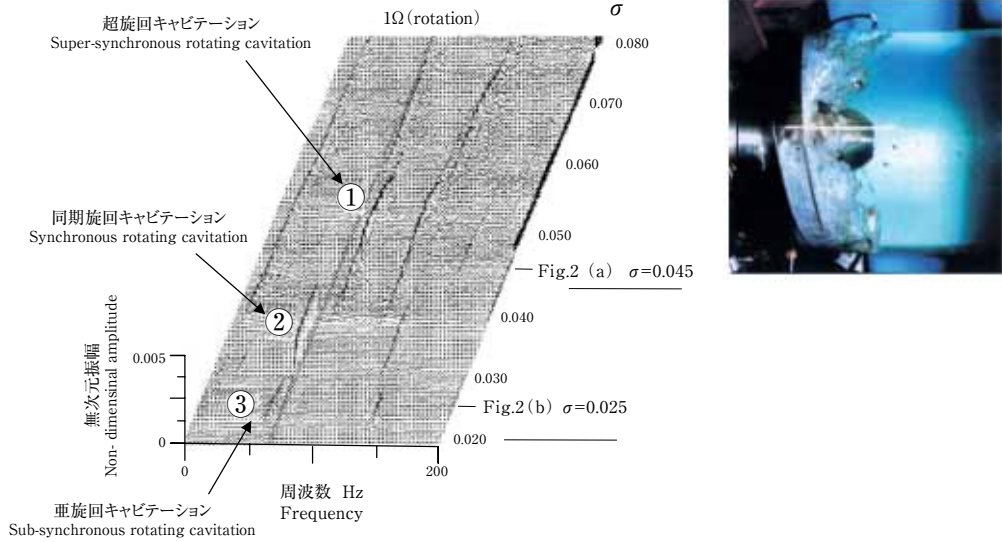


図6 キャビテーション状態下でのインデューサ内の圧力変動のスペクトル
Fig. 6 Spectrum of pressure fluctuations in inducer under a cavitating condition⁶⁾

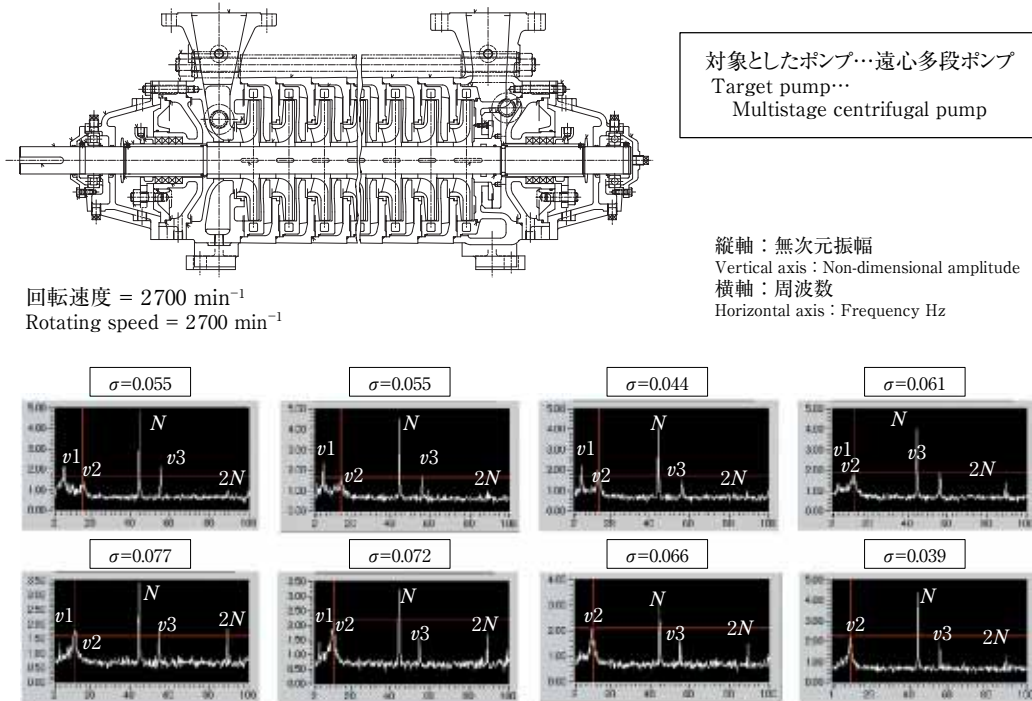


図7 キャビテーション状態下での軸振動
Fig. 7 Shaft vibration under a cavitating condition

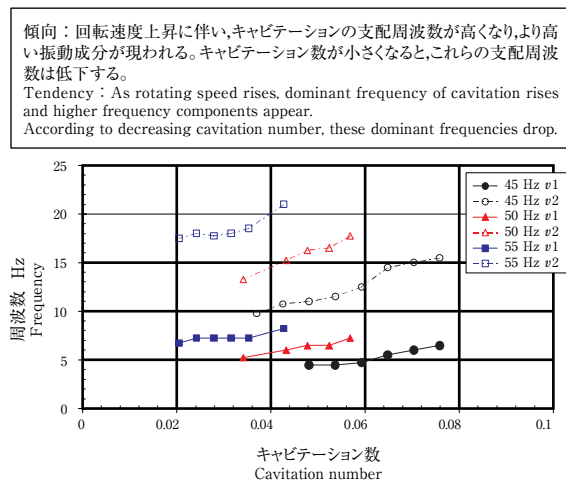


図8 キャビテーションにより発生する低周波数成分
Fig. 8 Low frequency components generated by cavitation

り回転軸に過大振動を発生する現象である。巡回キャビテーションの中でも回転同期巡回キャビテーションは、図6に示すように、回転周波数が中心周波数であるため発生した場合に激しい軸振動を起こす⁶⁾。

一方、キャビテーションサージは、逆流が強まる（高

負荷の低流量域) 条件で発生しやすく、図7中の成分v1、v2のように回転周波数の40%以下の非常に低い支配周波数を有する。この現象は、図8に示すように、キャビテーション数の低下に伴いその支配周波数が下がっていく。そして、その周波数が配管系の固有振動数と一致したときに配管の過大振動を生み出し、配管の破損に及ぶこともある。また、この現象は、軸方向荷重の変動や系全体に激しい圧力変動・流量変動を起こすことも特徴である。

これらの一連の不安定現象を解消するためには、羽根車における狭いすき間に相当するケーシング形状の改善や羽根車のブレード形状の見直しなどが課題となる。また、キャビテーションを含む非定常流体力解析の精度向上を期待するものである。

次に、キャビテーションに起因する流体力のロータダイナミクス効果による振動事例を紹介する。

ポンプの吸込圧力が低下しキャビテーションが促進されると、キャビテーション騒音が大きくなる。同時に、極めて低い周波数から回転周波数近傍に至る広い周波数範囲内で流体力の特性が変化し、振動問題に発展することがある。図9はNPSH試験時に計測した軸振動の時間波形と周波数分析結果である。工場試験設備でNPSH試

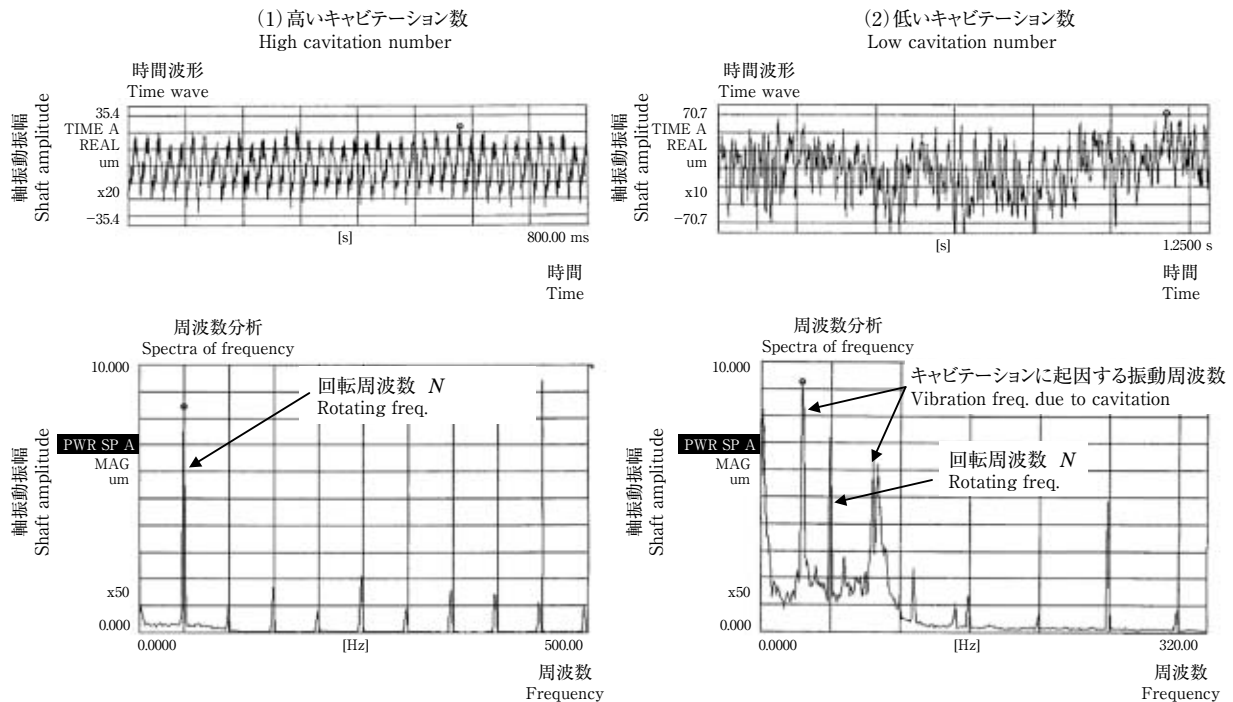


図9 遠心ポンプのNPSH試験で起こった不安定振動
Fig. 9 Unstable phenomenon data from NPSH test of centrifugal pump

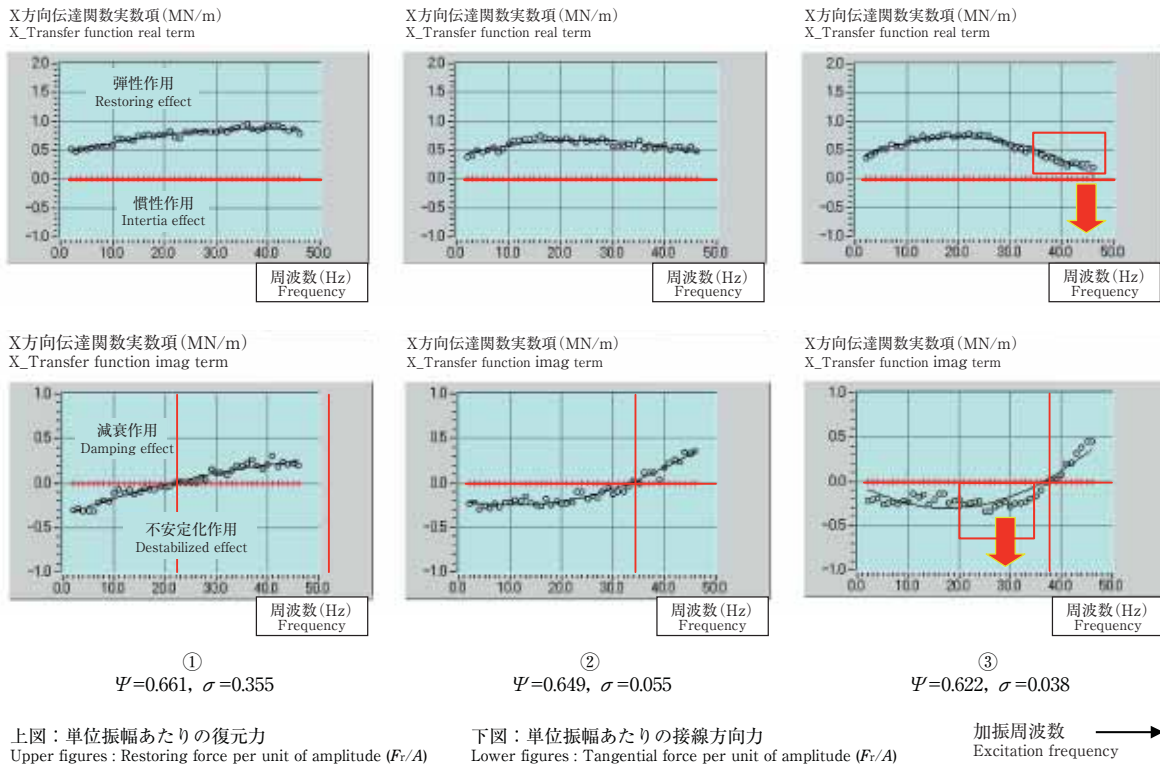


図10 キャビテーション状態下でのウェアリング付低NS羽根車の流体反力（回転周波数50 Hz）
Fig. 10 Fluid reaction forces of low-NS impeller with wear ring under the cavitating condition (Rotating frequency 50 Hz)

験を実施した時、図9に示すように、低流量条件で、あるキャビテーション数を境に回転周波数の0.6倍の明瞭なピークを有する振動成分の振幅が大きくなった。

この事例に対して、次に記述するロータダイナミクス試験結果が原因追求の助けとなる。

三つのキャビテーション数において測定したディフェューザベーション付き遠心羽根車の流体反力を図10に示す。キャビテーションが発生していないキャビテーション数領域では、法線方向成分 F_r/A （流体反力 F_r を振幅値 A で除した伝達関数）と接線方向成分 F_t/A は共に線形化可能な単調な周波数応答曲線を描いている。キャビテーション数が低下する過程での流体反力の変化の推移を見ると、あるキャビテーション数を境にしてその周波数特性は急変する。この周波数特性の変化からキャビテーション数が下がると回転周波数の0.48～0.6倍の周波数領域で不安定化作用が強まる兆候が読み取れる。この周波数領域は、ポンプの流体関連振動で不安定振動発生の際に、ピークが頻繁に励起される帯域である。

この種のトラブルが発生したとき、振動周波数と一致す

る回転軸系や構造系に該当する固有振動数が見出せない場合には、流体力に起因した独特な周波数成分（流体系の固有振動）である可能性がある。前記試験結果は、接線流体反力の特性が悪化していることを指摘していることから、系の減衰特性の改善が現状、最も有望な対策であろう。

5. 羽根車流体による強制振動

強制振動としては、

- (1) 動静翼干渉により発生するZN周波数成分やその高調波の流体力と構造系固有振動モードとの共振
- (2) 羽根車の幾何的製作誤差などに起因する流体不釣り合い力による回転周波数成分の振幅増大
- (3) 羽根車入口偏流に起因し回転周波数を含む低く広域の周波数範囲の強い圧力変動により発生する過大振動
- (4) 羽根車内部の逆流による低周波数振動
- (5) 羽根車羽根面からのほく離渦による振動が挙げられる。

(3) や (4) のような現象に対して非定常流れ解析で流体力の定量化を試みても解析精度に問題があることが

多く、設計指針を得にくい。そして、このような振動現象が発生した場合、前記理由により、羽根車やボリュートの形状を変更するような根本的な対策が困難な場合もある。このような状況下では、軸受の減衰特性を改善することで軸振動値を下げるような対処療法的な対策が要求される場合もある。このような現象は、しばしば低流量運転時に発生するものである。

この現象の源は、逆流や偏流に伴い発生する流体加振力であるが、一方で、次に示すような羽根車流体力のロータダイナミクス効果の低流量域での悪化が一因と推定する。

前者は、**図 11**の軸振動周波数分析結果に示すように、軸振動の側面で回転周波数よりも低い周波数領域での現象が支配的であり、流量が設計点から離れていくほどその影響は強くなる。

そして、後者は、**図 12**に示すように、設計流量点と非設計流量点での流体力の法線方向成分 F_r/A と接線方向成分 F_t/A とが周波数領域で異なる特性をもち、これ

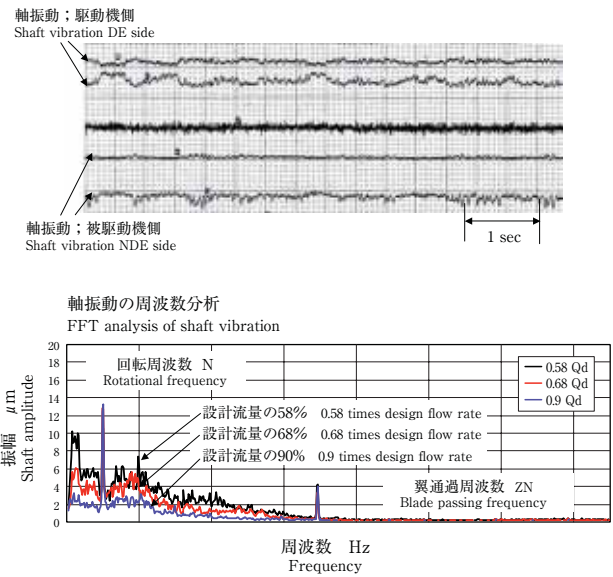
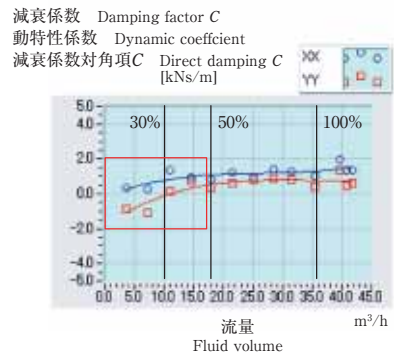
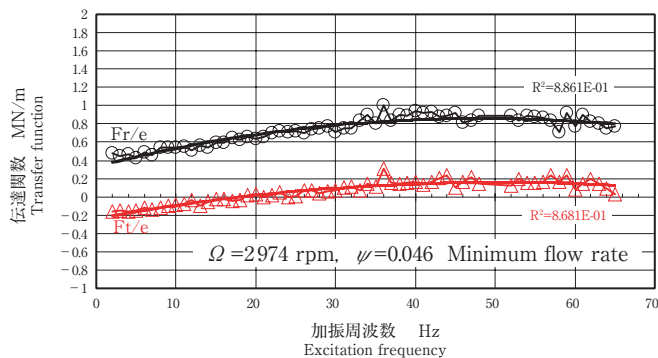
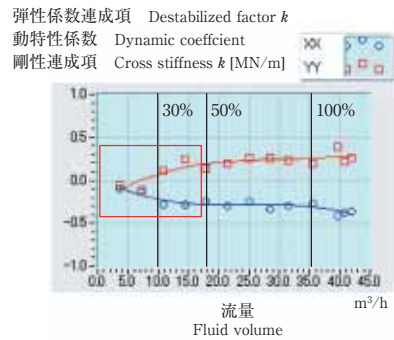
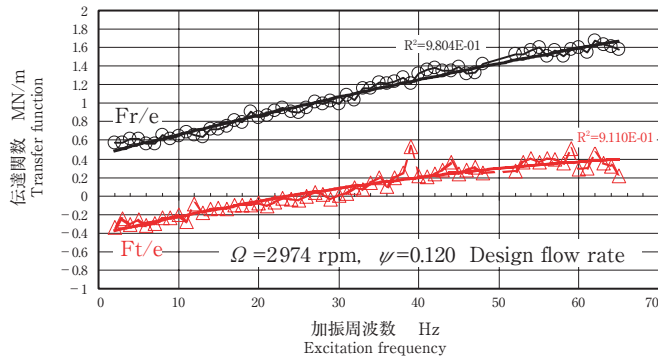


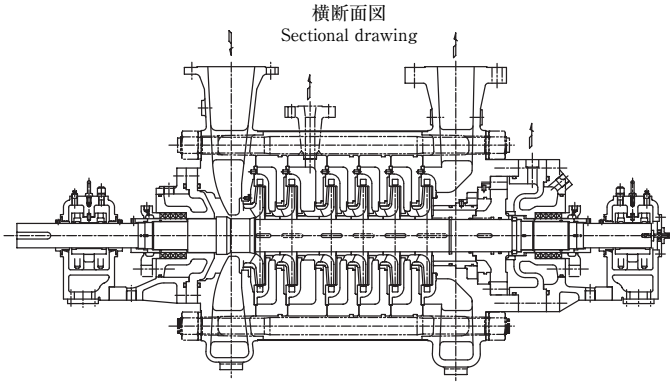
図 11 流量変化の軸振動への影響
Fig. 11 Influence on shaft vibration by changes in flow rate



(1) 周波数応答試験の結果
 Results of frequency response test

(2) 流量に対する安定性評価
 Stability estimation for flow rate

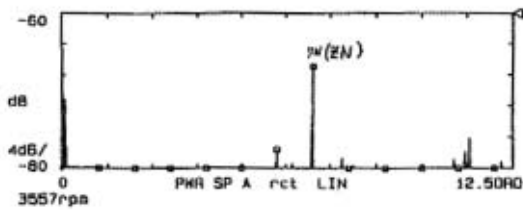
図 12 流量変化に伴う羽根車の流体反力の変化
Fig. 12 Changes in fluid reaction force with changes in flow rate



仕様 Specifications

ポンプ形式 Type	遠心, 6段 6-stage centrifugal
流量 Flow rate	最大 155 m ³ /h Max
揚程 Head	8.9 MPa
回転速度 Rotating speed	3575 min ⁻¹
動力 Input power	645 kW
動力源 Driver	誘動電動機 Induction motor
羽根枚数 Number of blades	7
ガイドベーン枚数 Number of guide vanes	8

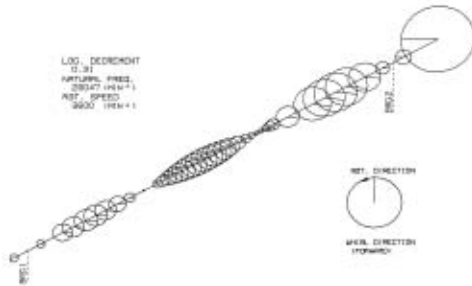
軸振動の周波数分析
FFT analysis on shaft vibration



対策とそれらの結果 (振動速度)
Countermeasures and their results (vibration velocity)

- 対策とそれらの結果 (1) : ガイドベーンの入口縁のカット
Countermeasure (1) : Trimming inlet edge of guide vanes
- 対策とそれらの結果 (2) : 軸受箱とポンプケーシング間の結合部品を補強し剛性アップ
Countermeasure (2) : Reinforcing connecting parts between vicinity of bearing housing and pump casing
- 対策とそれらの結果 (3) : ガイドベーンの回転方向位置の調整
Countermeasure (3) : Modifying angular position of guide vanes

共振を起こした振動モード
Vibration mode in which resonance occurred



対策状況 Condition	軸受箱速度振動 Bearing velocity vibration			
	駆動機側 DE side		被駆動機側 NDE side	
	水平 Horizontal	鉛直 Vertical	水平 Horizontal	鉛直 Vertical
初期状態 Original condition	10.0 mm/s	15.0 mm/s	3.2 mm/s	5.5 mm/s
対策とそれらの結果 (1) Countermeasure (1)	7.0 mm/s	7.0 mm/s	6.2 mm/s	6.0 mm/s
対策とそれらの結果 (2) Countermeasure (2)	8.0 mm/s	2.5 mm/s	6.0 mm/s	5.2 mm/s
対策とそれらの結果 (3) Countermeasure (3)	3.3 mm/s	1.9 mm/s	4.4 mm/s	3.5 mm/s

図 13 羽根車に作用する流体加振力と軸の固有振動モードとの間の共振
Fig. 13 Resonance between fluid excitation force acting on impeller and shaft vibration mode

らの特性はある流量を境目にして急変することが明らかにされている。特に、低流量になるに伴い、不安定化作用に寄与する接線方向成分 F_t/A や励振作用に寄与する高い周波数領域の法線方向成分 F_r/A が増大する傾向が認められる。これらの相乗作用でポンプの回転軸や軸受ハウジングの振動値が大きくなりトラブルの一因となりうる。

一方、(1) の動静翼干渉により発生する強制力の周波数は一般に高い。軸系や構造系との共振が発生した場合には、該当する固有振動は高次の曲げモードであることが多く、その場合にモード減衰比は一般に小さいため、過大振動を引き起こすことが多い。

高圧多段ポンプで発生した事例を図 13 に示す。軸受

箱で過大振動速度が検知され、周波数分析の結果、支配周波数成分が ZN 周波数であることが分かった。打撃試験と軸振動解析を通じて、ケーシングの固有振動数ではなく、回転軸系固有振動と動静翼干渉による流体力の共振と推測した。対策として、強制力を小さくするために舌部隙間を広げ、そして、強制力に対する応答の伝達関数改善のため軸受箱のポンプケーシングとの結合部の剛性を上げる処置をした。しかし、振動速度は想定したほど下がらず、軸振動解析を利用することで発生している流体力の動的釣り合わせを実施した。羽根車間の位相関係の最適化を図り、段間の流体力の相殺に成功し、図 13 中に示したように振動速度の大幅な改善につながった。

このような処置を行っても、過大振動の低減が実現で

きない場合には、軸受やシール部を見直して、より大きな減衰要素に変更するか、共振を回避するために羽根車の羽根枚数や静翼の枚数の変更に踏み切ることになる。

6. あとがき

ポンプは流体密度が大きい流体を輸送するターボ機械であるため、羽根車によって生じる強制力や不安定化力が大きい。また、ポンプの振動事例は多岐にわたり、流体に関連した振動は特にその発生のメカニズムを理解した上で対策を打たなければ解決につながらないことも多い。本稿がポンプにまつわるトラブル解決の糸口になれば幸いである。

参考文献

- 1) Childs, D.W., TURBOMACHINERY ROTORDYNAMICS Phenomena, Modeling, & Analysis, Wiley-Interscience, 1992, pp.227-289.
- 2) Ehrich, F.F., Handbook of Rotordynamics, McGraw-Hill, Inc, 1993.
- 3) 振動工学データベース研究会, v_BASE データベース, 日本機械学会, 2002/9/17.
- 4) Boletter, U. 他3名, Measurements of hydrodynamic interaction matrices of boiler feed pump impeller, ASME, No.85-DET-148, 1985.
- 5) Brennen, C.E. (辻本良信訳), ポンプの流体力学, 大阪大学出版, 1993, pp.1-53.
- 6) Tsujimoto, Y. 他4名, Observations of oscillating cavitation of an inducer, Journal of fluids engineering, ASME, Vol.119 (December 1997), pp.775-781.
- 7) Massey, I., Subsynchronous vibration problem in high-speed multistage centrifugal pumps, in Proceedings of the 14th turbomachinery symposium, Texas A&M university, 1985, pp.11-16.

