

宇宙航空研究開発機構研究開発資料

JAXA Research and Development Memorandum

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

吉田 義樹, 江口 真人, 本村 泰一,
内海 政春, 呉 宏堯, 丸田 良幸

2009年12月

宇宙航空研究開発機構

Japan Aerospace Exploration Agency

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*

吉田 義樹*¹, 江口 真人*², 本村 泰一*³,
内海 政春*¹, 呉 宏堯*³, 丸田 良幸*²

Rotordynamic Fluid Forces Acting on Cavitating Inducer in Whirling Motion*

Yoshiki YOSHIDA*¹, Masato EGUCHI*², Taiichi MOTOMURA*³, Masaharu UCHIUMI*¹,
Hiroataka, KURE*³ and Yoshiyuki MARUTA*²

ABSTRACT

To investigate the relationship of the uneven cavity length and rotordynamic force in a cavitating inducer with three blades, the rotordynamic fluid forces acting on cavitating and whirling inducer were examined by using a rotordynamic test stand with active magnetic bearings. Rotordynamic performances were obtained within a wide range of cavitation numbers (σ) and whirl (ω)/shaft (Ω) speed ratios included super-synchronous/synchronous/sub-synchronous rotating cavitation. These experimental results indicate that the rotating cavitation strongly affects the fluid reaction forces. The fluid reaction forces act on the inducer as a destabilizing forces at a certain cavitation number and whirl/shaft speed ratio.

Keywords: Rotordynamic Fluid Force, Inducer, Rotating Cavitation, Instability

1. 緒言

羽根車自身に作用するロータダイナミック流体力の研究は、1976年当時開発が進められていたスペースシャトルメインエンジン（SSME）の高圧液水ターボポンプ（HPFTP）が猛烈な非同期振動を引き起こしたことが契機となっている^[1]。このターボ機械のエネルギー密度は、図1に示すように165 kW/kg（軸動力/重量：ちなみに日本のLE-7Aエンジンの液水ターボポンプ（FTP）は83 kW/kgで、ホンダのF1エンジンは7 kW/kg）であり、そのエネルギー密度の高さから原因究明にはあらゆる流体接触部のロータダイナミック特性に嫌疑がかけられた。

そして、それまで未知であった羽根車自身の動特性についても注目され、米国ではCaltech, Texs. A & Mで、日本では東大、阪大、荏原製作所で羽根車のロータダイナミック流体力の研究が行われ、現在に至っている。しかしながら、一般ポンプではキャビテーション発生下でよく軸振動トラブルを引き起こすにも係わらず、キャビテーション発生下でロータダイナミック流体力が計測された例は少ない^{[2]-[5]}。

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は、Caltechチームが既に計測しており^{[3][4]}、下記のように報告されている。

* 平成21年9月29日 受付 (Received 29 September, 2009)

* 1 宇宙輸送ミッション本部 宇宙輸送系推進技術研究開発センター (Space Transportation Propulsion Research and Development Center, Space Transportation Mission Directorate)

* 2 (株) 荏原製作所 (Ebara Co., Ltd.)

* 3 (株) IHI (IHI Corporation)

「インデューサでは、ロータダイナミック流体力 (Fr , Ft) がふれまわり速度比 (ω/Ω) に対して2次曲線で表せるような線形性がなく、データに scattering も大きい。かつ流量、キャビテーション数によっては ω/Ω に対して摩訶不思議な傾向で“飛び”が出現するが、その理由についてはよく分かっていない。」^[6] その代表的な例を図2に示す。また、残念なことに後にターボポンプで問題となる旋回キャビテーションの旋回する速度比の領域 ($\omega/\Omega \geq 1.0$) まで実験がなされていない。

本資料では、ロケット用ターボポンプのインデューサについて、日本が独自に行ったキャビテーション（特に旋回キャビテーション）発生下でのロータダイナミック流体力の計測結果について述べる。ロータダイナミック流体力は磁気軸受を応用したロータダイナミック試験機^[5] ^[7] で計測されたものであり、軸加振力、制御、データセンシング等に最新の技術が適用されている。

2. 記号

- f = 周波数
- Fr = 法線方向流体力 (図4参照)
- Ft = 接線方向流体力 (図4参照)
- h = 翼列のスペーシング
- Lc = キャビティ長さ
- ε = ふれまわり半径
- σ = キャビテーション数
- σ_0 = キャビテーション数基準値
- Ψ = 揚程係数
- Ψ_n = 揚程係数基準値
- Ω = 軸回転角速度
- ω = ふれまわり角速度
- ω^* = 旋回キャビテーション旋回角速度

3. 磁気軸受を応用したロータダイナミック試験機^[5] ^[7]

図3にインデューサを装着した場合のロータダイナミック試験機の横断面図を示す。本試験機は重量の大きいベースフレームに立形で据え付けられており、回転方向を除く5自由度を磁気軸受によりフィードバック制御している。回転軸は誘導電動機のインバータを制御することで6,000 rpm までの昇速が可能である。インデューサ位置での最大振幅 $100 \mu\text{m}$ (0-P) を保持可能な加振周波数は85 Hz までであり、ラジアル荷重はバイアス電流4 A で1制御軸あたり3,800 N である。また、スラスト磁気軸受はバイアス電流8 A で10,000 N 以上の負荷能力を有している。

動特性試験は回転軸に一定の振幅を保持しつつ“真円”なふれまわり軌道を描かせ、ふれまわりに対する荷重の変動を検出する。この荷重変動には磁気軸受回転子を含

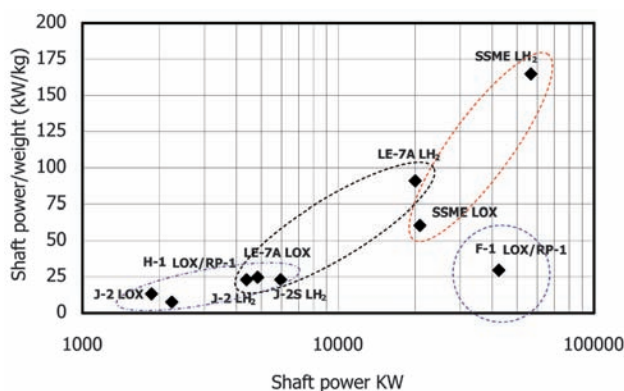


Fig.1 Turbopump shaft power/weight ratio

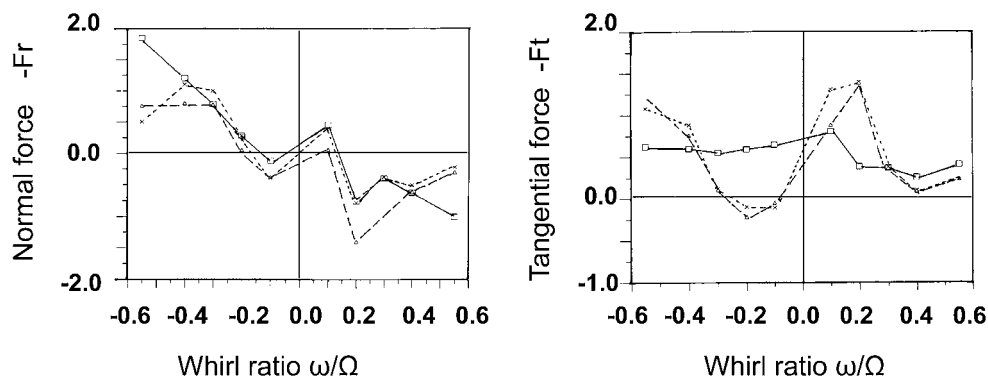


Fig. 2 Example of rotordynamic forces of Caltech's whirling inducer from [4]
($\Phi = 0.049$, \square non-cavitating, \triangle : $\sigma = 0.106$, \times : $\sigma = 0.098$)

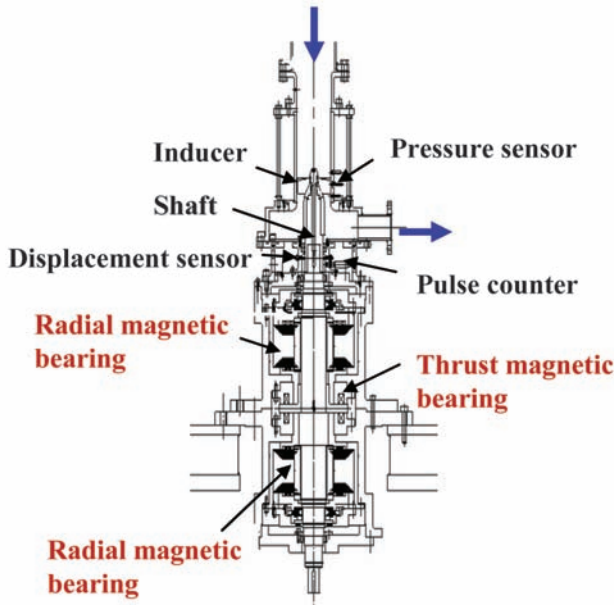


Fig. 3 EBARA Rotordynamics Test Stand (EBARTS) with active magnetic bearing

- F_r (normal)
 - Positive: as a restoring effect
 - Negative: as a inertia effect
- F_t (tangential)
 - Positive: as a damping effect
 - Negative: as a destabilizing effect

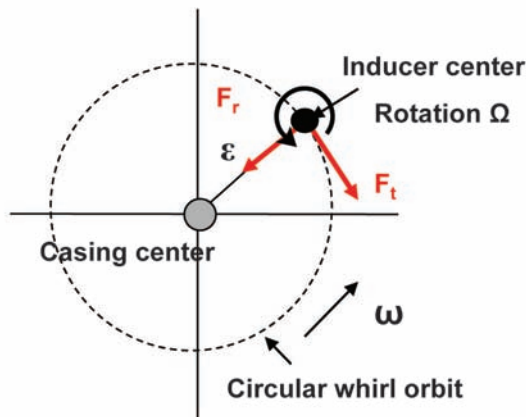


Fig. 4 Definition of the fluid reaction forces F_r (normal) and F_t (tangential)

む回転軸自身の動特性（主に慣性）の影響を有しているため、その定量化作業を実施した後、インデューサ試験で得られた結果からこれを差し引く操作を行っている。得られた荷重は極座標変換を行い、図4に示す法線方向成分 F_r と接線方向成分 F_t とに分離され、ロータダイナミック流体力の評価に直接適用できるようにしている。

なお、今回紹介する実験^[8]では試験回転数は4000 rpm (66.7 Hz) で、ふれまわりモード (translatory excitation) で、ふれまわり半径は $\epsilon = 90 \mu\text{m}$ 、ふれまわり周波数は、 $f = 2 \sim 85 \text{ Hz}$ でロータの自転回転数との比で $\omega/\Omega = 0.03 \sim 1.27$ である。

4. インデューサに作用するロータダイナミック流体力

実験に用いたインデューサは、キャビテーション不安定である超同期 ($\omega^*/\Omega = 1.1 \sim 1.25$) / 同期 ($\omega^*/\Omega = 1.0$) / 亜同期 ($\omega^*/\Omega = 0.9$) 旋回キャビテーションが容易に発生するインデューサであり、これらと軸のふれまわり運動 (ω/Ω) との同期について着目した。

以下に、先ずこれらの旋回キャビテーションの諸特性を示す。これらの実験は、熱力学的効果が小さい液体窒素温度が74 Kの場合の実験結果^[9]であり、翼間（スロート部に相当する位置）の圧力変動を周波数分析した結果と、圧力変動から間接的に観察したキャビティ長さ (L_c) 変動の様相を図5に示す。また、図6には同時に計測した軸振動の周波数分析結果を参考に示す。キャビテーション数の高い方から順に、①超同期旋回キャビテーション ($\omega^*/\Omega = 1.22 \sim 1.1$)、②同期旋回キャビテーション ($\omega^*/\Omega = 1.0$)、③亜同期旋回キャビテーション ($\omega^*/\Omega = 0.9$) と順に発生しており、これらは3枚羽根インデューサでの従来の Tsujimoto らの水試験の結果^[10] や Zoladz の液体酸素での結果^[11] と大差なく、旋回速度比 (ω^*/Ω) も酷似している。

図5 (a), (b), (c) で各旋回キャビテーションの伝播する様相を見ると、図5 (a) に示す超同期旋回キャビテーションの場合はキャビティ長さの不均一なパターンが、インデューサの回転毎にインデューサの回転方向に移りかわることが観察され（例えば長いキャビティが発生している翼は、Blade3, 2, 1と移動しており約5回転で元の状態に戻っておりインデューサの回転方向に旋回速度比 $\omega^*/\Omega = 1.2$ で旋回している）と見ることが出来る。

一方、図5 (b) に示す同期旋回キャビテーションでは、キャビティ長さは不均一性を保ったインデューサの回転によらず、ほぼ一定の状態となっていることが確認される。

これらに対して図5 (c) に示す亜同期旋回キャビテーションの場合は、最も長いキャビティが発生している翼は、Blade1, 2, 3の順に移り変わって約9～10回転で元の状態に戻っており、超同期旋回キャビテーションほど明瞭ではないが、インデューサの回転方向に旋回速度比 $\omega/\Omega = 0.9$ で旋回していると見ることが出来る。これは、回転系で見た超同期旋回キャビテーションの場合の伝播

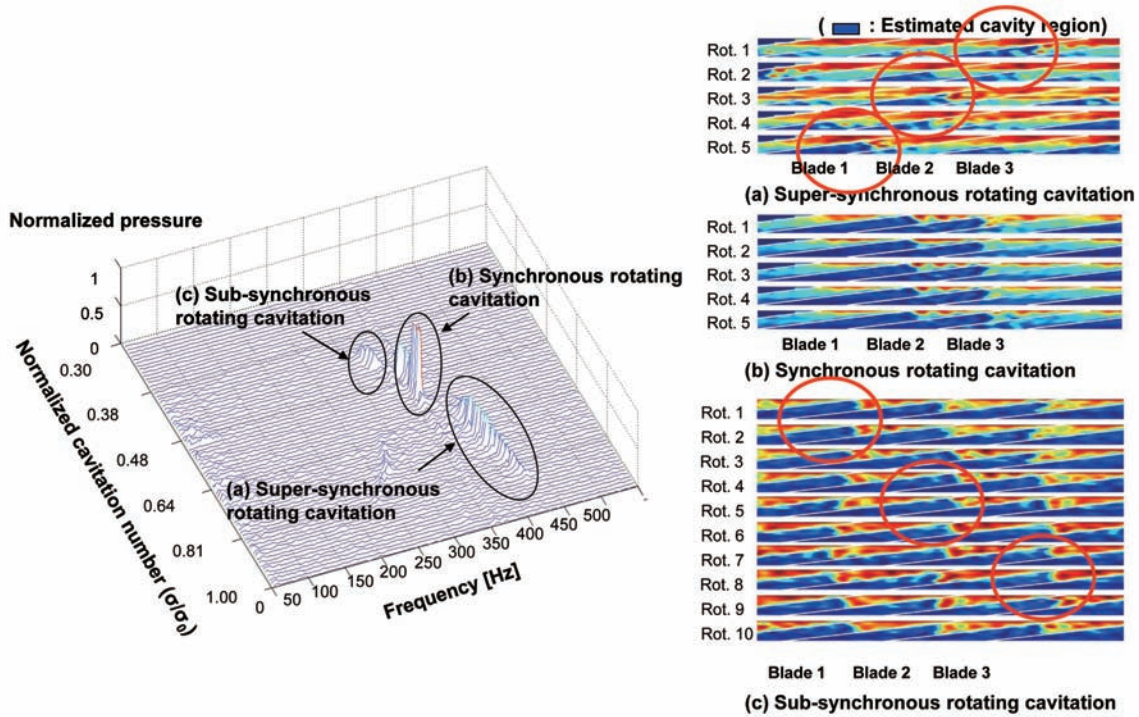


Fig. 5 FFT analyses of unsteady pressure fluctuation and indirect observations of rotating cavitations from [9]

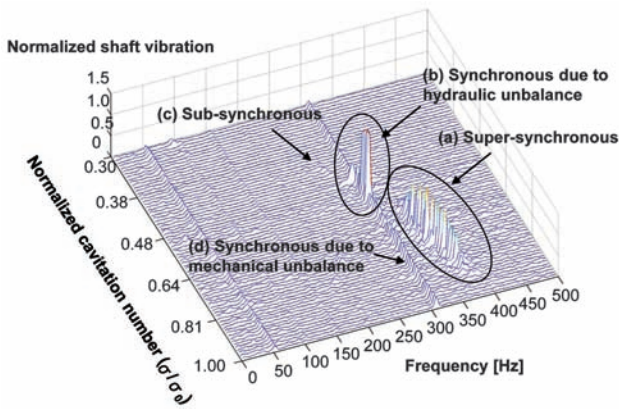


Fig. 6 FFT analyses of shaft vibration

方向とは逆方向である。また、亜同期旋回キャビテーションの場合はキャビティ長さ (L_c) はスロートと翼後縁の間で振動しており ($1.4 < L_c/h < 1.6$, h : 翼列のスペーシング), キャビティがスロートよりも短くならないことを特徴とする。一般に, 図6に示した様に亜同期旋回キャビテーションによる軸振動の振幅は他の旋回キャビテーションに比べて格段に小さい。これは, 亜同期旋回キャビテーションのキャビティ長さの変動は翼間内に限定されて, 迎え角の変化にさほど影響を与えず, 他の旋回キャビテーションに比べてその振幅が小さいことによるものと考えられる。

4.1 超同期旋回キャビテーションの引き込み

先ず, キャビテーションは発生しているが超同期旋回キャビテーションが発生する少し手前のキャビテーション数に維持し, ロータのふれまわり角速度 (ω) を変化させながら, ケーシング壁の圧力変動と可視化でキャビテーション不安定現象の応答を調べた。図7 (a) は軸中心をケーシング中心に置いたもので, 圧力変動には翼通過周波数 (B.P.F., (4000 rpm (Ω), $Z_i = 3$) の200 Hz 以外には顕著なスペクトルは認められず, 3枚の各翼のキャビテーションは等長であり, キャビティが不均一になるような不安定は発生していないことが分かる。しかし, 軸のふれまわり周波数を次第に上昇させて行くと, 67 Hz ($\omega/\Omega = 1.0$) までは, ふれまわりが無い場合と何ら変化はないが, 図7 (e), (f) に示した77 ~ 81 Hz ($\omega/\Omega = 1.15 \sim 1.21$) で軸のふれまわり運動と, これによって誘起されるキャビテーション現象の旋回が同調するようになり, 軸のふれまわり周波数と同期する圧力変動のスペクトルが増大している。また, 可視化からもキャビティがこの周波数で旋回している様相が観察された。この結果から, ふれまわり運動を軸に与えて, ふれまわり周波数がキャビテーション不安定である旋回キャビテーションの旋回周波数と同調すると, 軸のふれまわり運動がキャビテーションの旋回する現象を引き込み, 両者の振動が同期する事が分かった^[12]。

このように軸振動によってキャビテーション不安定現象を引き込む例は, 図8に示す Kobayashi^[13] の行った機

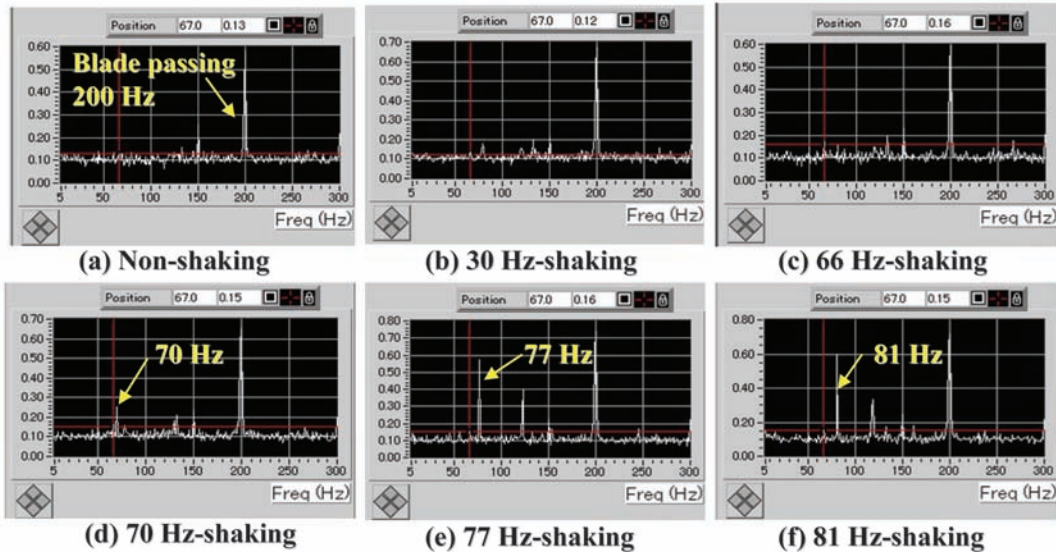


Fig. 7 FFT analyses of pressure fluctuations at the inter-blade of the inducer at various rotor shaking frequencies in whirl motion (cavitation condition: just before super-synchronous rotating cavitation)

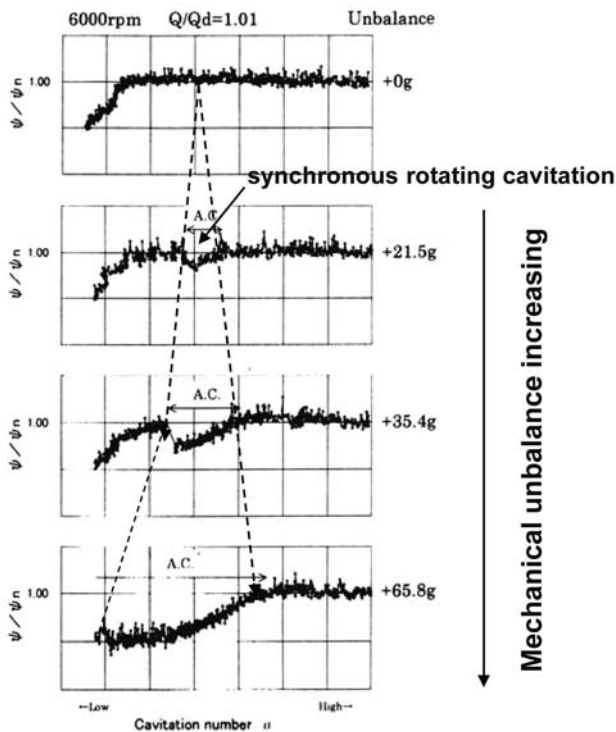


Fig. 8 Effect of mechanical unbalance on synchronous rotating cavitation from [13]

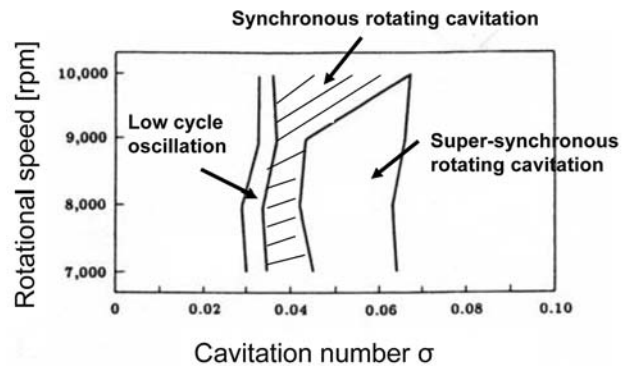


Fig. 9 Effect of rotational speed on synchronous rotating cavitation from [14]

機械的不釣り合いを意図的に増やして同期軸振動の振幅を大きくした場合に同期回転キャビテーションの発生が助長され、同期回転キャビテーションの発生するキャビテーション数範囲が拡大することや、図9に示すHashimotoら^[14]の試験回転数が高いほど、機械的不釣り合いによる同期振動の振幅が増大して、同期回転キャビテーションの発生するキャビテーション数範囲が拡大するこ

と符合している。

以上の現象をまとめると、

- (1) まず、軸のふれまわりの偏芯 (ϵ) が翼端隙間 (S_0) の不均一 ($S(\theta, t) = S_0 - \epsilon \cdot \cos\{(\Omega - \omega)t + \theta\}$) を周方向に作り出す。
- (2) この翼端隙間不均一のために、翼端漏れ渦キャビテーション、および翼端漏れせん断流れキャビテーションの状況が各翼で不均一となる。
- (3) そして、隙間変動の周波数 (ω) が本来キャビテーション変動の持っている特別な旋回周波数 (ω^*) に近付くと、翼端隙間の変動とキャビテーションの変動のリズムが同調し、微小な翼端隙間の変動の媒介作用によって、両者が簡単に同期する。
- (4) 同期すると流体力は増大し、軸の偏芯量はさらに増加することを示している^{[12][15]}。この概念のフロー図

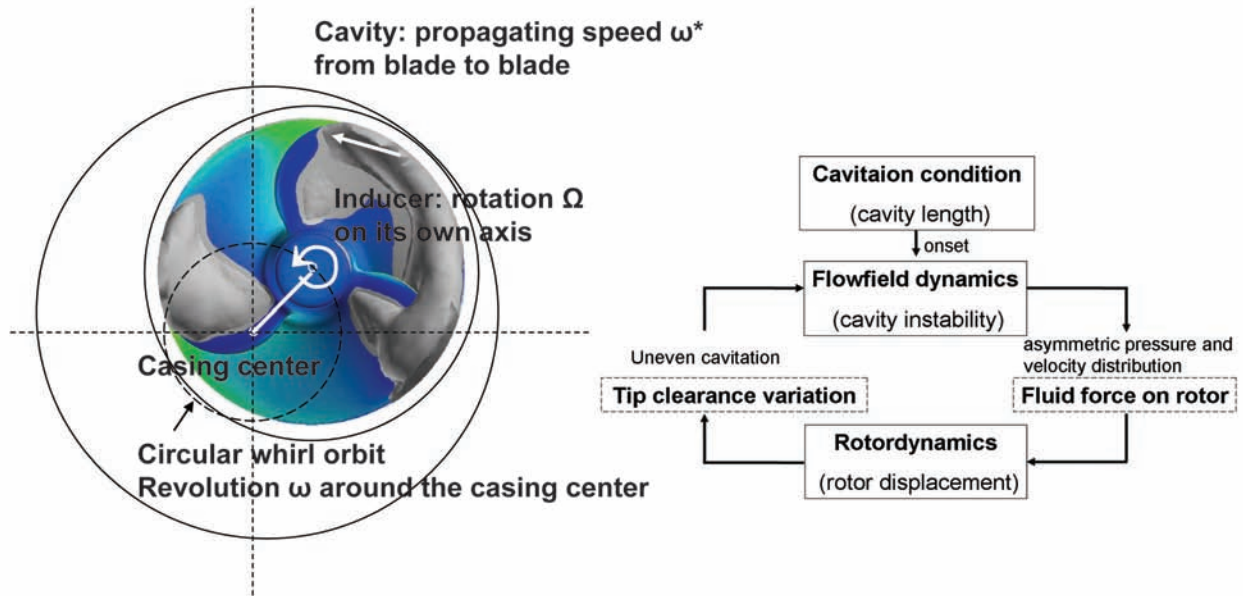


Fig.10 Schema of whirling inducer coupled with rotating cavitation

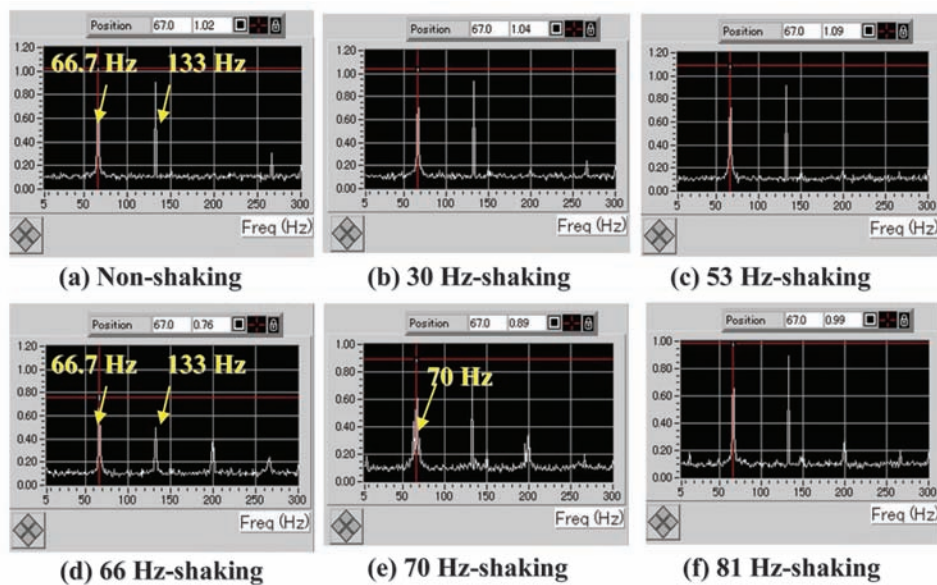


Fig. 11 FFT analyses of pressure fluctuations at the inter-blade of the inducer at various rotor shaking frequencies in whirl motion (cavitation condition: deep synchronous rotating cavitation)

を図10に示した。

4.2 同期旋回キャビテーションの場合

次に、同期旋回キャビテーションの発生下でキャビテーション数を維持し、ロータのふれまわり角速度 (ω) を変化させながら、ケーシング壁の圧力変動でキャビテーション不安定現象の応答を調べた結果を図11に示す。この場合、ふれまわり運動がなくても既に同期旋回キャビテーションが発生しているので、いずれのふれまわり周

波数においても、圧力変動には軸回転周波数である67 Hzとその2次成分である133 Hzだけが卓越し、先ほどとは違ってB.P.F.成分は認められない。しかし、ふれまわり周波数が回転周波数と同調する66 Hz (図11(d))では、1次成分が2次成分を上まわり、70 Hzでは1次成分のスペクトルの裾野がやや広がる傾向を見せている。

すなわち、先ほどの超同期旋回キャビテーションの場合のように、周波数が異なると ($\omega \neq \omega^*$) 軸振動が旋回キャビテーションの周波数に影響を与えて同期旋回キャ

ビテーションではなくなり、旋回キャビテーションに転じるような引き込み現象はないが、 $\omega = \omega^* = \Omega$ の場合にはさすがに、同期旋回キャビテーションのキャビテーションの様相には影響を与えるようである。

以上の観察から、既に強い流体不安定が発生しているような場合には、本来の旋回キャビテーションの旋回周波数に軸のふれまわり周波数が同期すると、両者がカップリングし、共振的に旋回キャビテーションの現象が増長するようになると思われる。

4.3 旋回キャビテーションの違いによるロータダイナミック流体力の差異

次に今回の主題であるロータダイナミック流体力について、流量を一定に維持しキャビテーション数を4種類変化させて調べた結果を図12に示す。ロータダイナミック流体力/ふれまわり半径(= $(Fr/\epsilon, Ft/\epsilon)$)を、ふれまわり周波数(f)に対する応答として各々図の上下に示している。

図12(a)は、翼前縁先端にわずかに翼端キャビテーションが発生している程度の比較的高いキャビテーション数であるが、既に図12(b)に示す旋回キャビテーションの場合に現れるような $\omega/\Omega = 1.15$ (77 Hz) 付近のロータダイナミック流体力に小さな不連続性が認められる。このことは、キャビテーションがさほど発達しなくても本来、翼端渦だけでも旋回するような機構があり、それが軸のふれまわりによる翼端隙間変動によって引き込まれているとも見てとれる。

図12(b)/(c)/(d)は軸にふれまわり運動を与えなくても超同期/同期/亜同期旋回キャビテーションが発生

しているキャビテーション数であり、左から右にキャビテーション数は小さくなる。ここで実験したインデューサでは、先に述べた Caltech で計測されたような低いふれまわり速度 ($\omega/\Omega \approx 0.2$) での流体力に“飛び”はない。しかし、先に述べた結果から予想されるように、図12(b)/(c)/(d)の旋回キャビテーションの発生下では、 $\omega/\Omega = 1.15/1.0/0.9$ (77 Hz/66.7 Hz/60 Hz) 付近でロータダイナミック流体力は2次曲線でフィット出来ないという意味で強い非線形を示しシャープに変化しており、あたかもふれまわり軸振動と旋回キャビテーションが共振するような挙動を示している。特に $\omega/\Omega = 1.0$ では、接線方向力(F_t)がdestabilizing effectの方向に“飛び”，半径方向力(F_r)は $\omega/\Omega = 1.15/1.0/0.9$ でその前後の ω/Ω に比べてinertia effectを持つ方向に変化することが分かる。これらの傾向は軸のふれまわり振動を増大させる方向に作用するものであり、ロータの軸振動の安定性からは、決して良い効果を持つ流体力ではない。

5. 結 言

(1) ここで紹介したインデューサでは、ふれまわり運動の周波数が超同期/同期/亜同期旋回キャビテーションの各々の流体的固有周波数に近くなった場合、軸振動が旋回キャビテーション現象を引き込み、また両者の周波数が同期する場合には流体力そのものが不安定側に变化するような様相を示した。

(2) 翼端隙間という極めて微少な隙間に対して、軸ふれまわり運動によって誘起される隙間変動が、翼端漏れ渦キャビテーションの振動を媒介としてロータダイナミッ

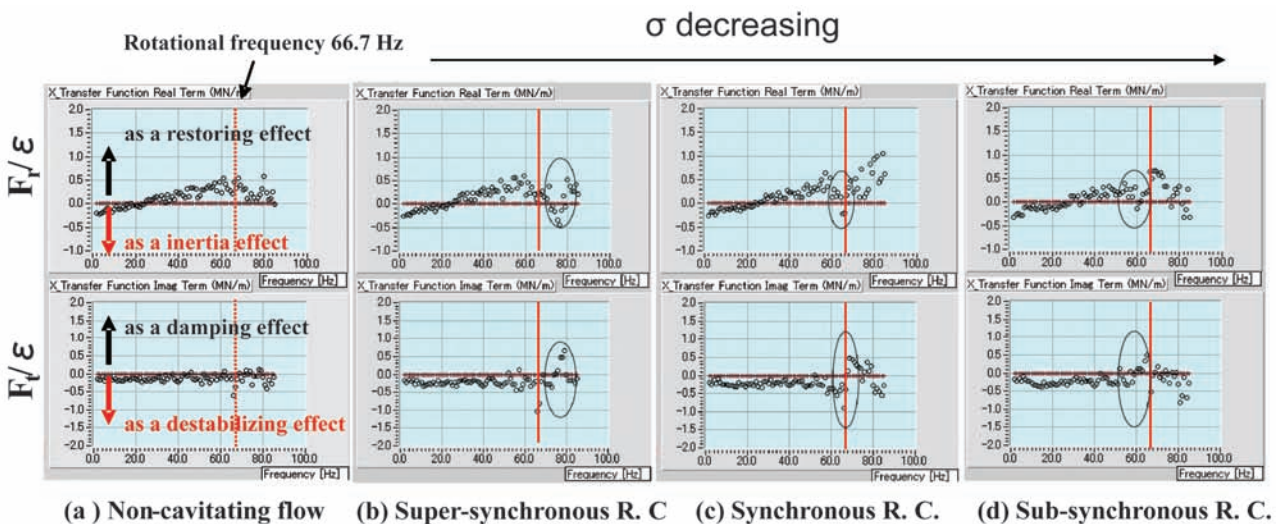


Fig. 12 Rotor dynamic fluid forces under typical rotating cavitations, (a) Non-cavitating flow, (b) Super-synchronous rotating cavitation, (c) Synchronous rotating cavitation, (d) Sub- Super-synchronous rotating cavitation

ク流体力に大きな影響を与えているものと考えられる。

(3) こういったロータダイナミック試験機を用いた試験は、今までの単に軸振動解析のためのロータダイナミック係数を取得するという狭義の目的だけではなく、軸加振を通して流体を加振することにより、流体側の動特性を知ることで流体不安定のメカニズムを探求して行くための研究に今後大いに貢献して行くものと考えている。

参考文献

- [1] Ek, Matthew C., 1980, "Sub-synchronous Whirl in High-Pressure Turbomachinery," *J. Spacecraft*, 17-3, pp. 208–218.
- [2] Franz, R., Acosta, A. J., Brennen, C. E., and Caughey, T. K., 1990, "The Rotordynamic Forces on a Centrifugal Pump Impeller in the Presence of Cavitation," *ASME J. Fluids Eng.*, 112, pp. 264–271.
- [3] Arndt, N. and Franz, R., 1986, "Observations of Hydrodynamic Forces on Several Inducers Including the SSME LPOTP," California Institute of Technology, Div. Eng. and Appl. Sci., Report No. E 249.3.
- [4] Bhattacharyya, A., Acosta, A. J., Brennen, C. E., and Caughey, T. K., 1997, "Rotordynamic Forces in Cavitating Inducers," *ASME J. Fluids Eng.*, 119, pp. 768–774.
- [5] 江口真人, 2009, "磁気軸受搭載ロータダイナミクス・テストスタンドの研究成果報告: キャビテーション状態下での遠心ポンプ用羽根車のロータダイナミクス", *ターボ機械*, Vol. 37, No. 6, pp. 328–336.
- [6] Brennen, C. E., 1994, "Hydrodynamics of Pumps," Concepts ETI, Inc. & Oxford University Press, p. 306.
- [7] Eguchi M., and Maruta Y., 2003, "Development of Rotordynamics Measurement System with Active Magnetic Bearings," *Proc. 10th Asia-Pacific Vibration Conference*, Gold Coast, Australia, vol. 1, pp. 115–120.
- [8] Yoshida, Y., Eguchi, M., Motomura, T., Uchiyumi, M., Kure, H., and Maruta, Y., 2008, "Rotordynamic Forces on Three-bladed Inducer under Super-synchronous/Synchronous Rotating Cavitation," *ASME FEDSM 2008-55135*.
- [9] Yoshida, Y., Nanri, H., Kikuta, K., Kazami, Y., Iga, Y., and Ikohagi, T., 2009, "Thermodynamic Effect on Sub-synchronous Rotating cavitation and Surge Mode Oscillation in a Space Inducer," *ASME FEDSM 2009-78102*.
- [10] Tsujimoto, Y., Yoshida, Y., Maekawa, Y., Watanabe, S., and Hashimoto, T., 1997, "Observation of Oscillating Cavitation of an Inducer," *ASME J. Fluids Eng.*, 119, pp. 775–781.
- [11] Zoladz, T., 2000, "Observations on Rotating Cavitation and Cavitation Surge From the Development of the Fastrac Engine Turbopump", *Proceedings of the 36th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference*, Huntsville, Alabama, July 17-19, AIAA 200-3403.
- [12] 吉田義樹, 江口真人, 森本 剛, 2009, "羽根車のふれまわり運動と流体旋回不安定現象の同期に関する一考察", *機械学会流体工学部門講演会*, 名古屋, No. 1107.
- [13] Kobayashi, S., 2006, "Effects of Shaft Vibration on Occurrence of Asymmetric Cavitation in Inducer," *JSME International Journal, Series B*, 49, pp. 1220–1225.
- [14] Hashimoto, T., Yoshida, M., Watanabe, M., Kamijo, K., and Tsujimoto, Y., 1997, "Experimental Study on Rotating Cavitation of Rocket Propellant Pump Inducers," *AIAA J. Propuls. Power*, 12, pp. 488–494.
- [15] 蔵本由紀, "非線形科学", 2007, 集英社新書, pp. 126–157.

宇宙航空研究開発機構研究開発資料 JAXA-RM-09-004

発行 平成 21 年 12 月 4 日

編集・発行 宇宙航空研究開発機構

〒182-8522 東京都調布市深大寺東町 7-44-1

URL : <http://www.jaxa.jp/>

印刷・製本 (株)東京プレス

本書及び内容についてのお問い合わせは、下記にお願いいたします。

宇宙航空研究開発機構 情報システム部 研究開発情報センター

〒305-8505 茨城県つくば市千現 2-1-1

TEL : 050-3362-6224 FAX : 029-868-2956

© 2009 宇宙航空研究開発機構

※ 本書の一部または全部を無断複写・転載・電子媒体等に加工することを禁じます。



本書は再生紙を使用しております。
紙にリサイクル可。