



ISSN 1349-1121
JAXA-RM-13-006

宇宙航空研究開発機構研究開発資料

JAXA Research and Development Memorandum

軸方向に振動する遠心羽根車に働く非定常流体力の研究動向

吉田 義樹, 木村 俊哉, 川崎 聡

2013年10月

宇宙航空研究開発機構

Japan Aerospace Exploration Agency

軸方向に振動する遠心羽根車に働く非定常流体力の研究動向*

吉田義樹^{*1}, 木村俊哉^{*1}, 川崎 聡^{*2}

Review of Unsteady Fluid Forces Acting on Centrifugal Impeller under Axial Vibration*

Yoshiki YOSHIDA^{*1}, Toshiya KIMURA^{*1} and Satoshi KAWASAKI^{*2}

1. はじめに

本稿では、軸方向に振動する遠心羽根車に作用する非定常流体力の実験的・解析的研究について解説する。先ず最初に定常軸推力の設計について歴史的に展望し、流体力学的に重要な impeller side gap flow について述べる。次に軸方向振動として報告されている実例を紹介し、その原因と対策について著者らなりに考察する。更に最近 JAXA にて実施しているターボポンプの軸方向振動の不安定性を調べるための振動力学的な線型安定解析、CFD、実験装置を紹介し、今後のターボポンプの軸方向振動に関する研究を展望する。

2. Impeller side gap flow と軸推力の設計

ポンプ設計のテキストが出版されるようになったごく初期の段階で既に軸推力の設計法が示され、設計上の注意が促されている。例えば、1921 年発行の Cameron のテキスト⁽¹⁾では、図1に示すように impeller side gap の圧力分布は、「実際は paraboloid であるようであるが」と言いつつ設計するための仮定として圧力は羽根車出口と同じで、半径方向に一定として計算する方法が示されている。1948 年発行の Stepanoff のテキスト⁽²⁾では、impeller side gap flow は強制渦形式として周方向速度 $u_{\theta} = 1/2 \cdot r \cdot \Omega$ (Ω : 羽根車回転速度) が仮定されており、また裏羽根がついた場合は、裏羽根の隙間比(t/s)の関数として旋回角速度 $\Omega' = \Omega / 2 \cdot (1+t/s)$ (s: gap, t: tip clearance) が提案されている。1955 年の発行の Pfleiderer のテキスト⁽³⁾も Stepanoff とほぼ同様である。これらの推定法は現在の目から見れば大雑把ではあるが、それぞれテキストの一章が与えられており、ポンプ設計としては重要設計項目の一つとして扱われている。

余談ではあるが、Stepanoff (1932)⁽⁴⁾はウェアリング損失(勿論ポンプ漏れ効率の改善も含めて)と軸推力の関係に興味があったようで、いくつものウェアリング形状の流量係数を実験から求め、図1に示すようなリンクと重錘はかりで軸推力を直接計測して、ウェアリングの軸推力への効果を“漏れ流量”と関連付けて調べているのを見ると、やはりポンプ研究の先駆者と思わざるを得ない。なお、この論文には Stepanoff の顔写真が掲載されているが、その顔つきは精悍で聡明である。

* 平成 25 年 6 月 18 日受付 (Received 18 June 2013)

*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)IHI, 航空宇宙事業本部 (IHI Corporation, Aero-Engine & Space Operations)

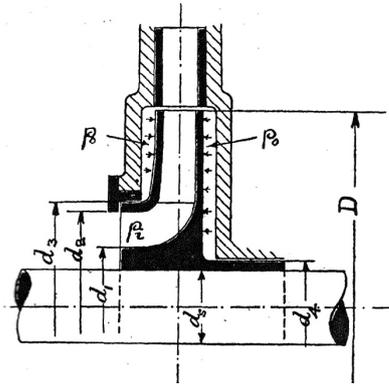


Fig. 1 Diagram of impeller showing pressure which produce axial thrust from (1)

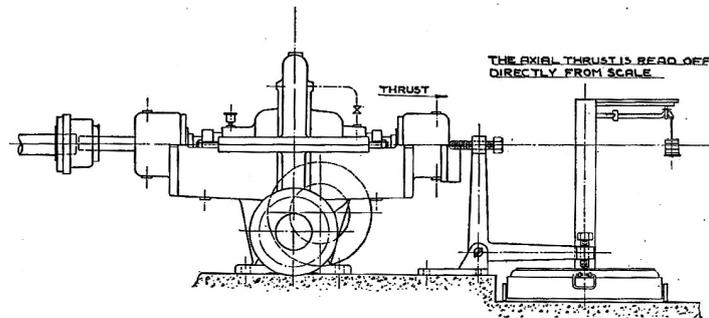


Fig. 2 Arrangement for measuring axial thrust from (4)

その後ターボ機械では、高揚程化、大容量化、高速化が進む中、unbalance 軸推力も大きくなり、設計推定精度を上げないととも軸受が持たない状態となった中、Kurokawa, Toyokura(1972)⁽⁵⁾による“遠心形ターボ機械の軸スラストの算定法”が発表された。これにより漏れ流量として impeller side gap flow に持ち込まれる角運動量(入口回転速度 × 漏れ流量)がコア流れの半径方向の旋回速度分布を決定し、遠心力が作る圧力分布(積分値として軸推力)に影響することが明らかにされた。図3を Gülich のテキスト(1999/2010)⁽⁶⁾から引用するが、多段ポンプの front/back shroud の inwards/outwards flow の流れの特徴がよく図示されている。また、本テキストの Table 9.1, 9.2 にはポンプ比速度(n_q)ベースで軸推力を手際よく計算出来る設計標準が示されており重宝ではあるが、これらの諸式のベースは、“impeller inside flow”つまり羽根車の設計が標準化(Sulzer 社の設計標準羽根車(特に比直径: d_s))されており、それに基づく比速度ベースの実験経験式と考えられるので、この前提を無視してむやみにこれらの式を模倣するのは危険であることを注意しておく。

また impeller side gap flow は、当然 closed impeller での話しであるが、open impeller の場合はどうなるのか興味があるところである。古くは Stepanoff⁽²⁾が、新しくは Gülich⁽⁶⁾がその考え方を示して

いるが、もっと基本的な運動量による考察が、羽根車のする仕事を含めて妹尾(1982)⁽⁷⁾によって行われており、open impeller の場合の軸推力設計を行う際には頭の中を整理する意味でこれを一読することをお勧めする。

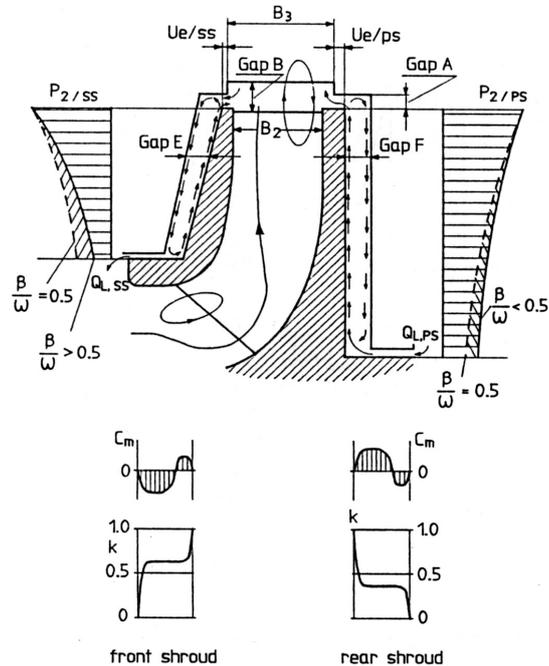


Fig. 3 Flow pattern, pressure distribution in impeller side gap flow and definition for multistage diffuser pumps from (6)

【まとめ】

- impeller side gap flow は、漏れ流れの持ち込む角運動量に影響される。
- 持ち込まれる角運動量は、入口回転速度 × 漏れ流量であり、これらに関する設計パラメータは羽根車出口旋回流れ、隙間(図3の Gap A)流れ、ウェアリング圧力損失である。

3. 軸方向振動のトラブル事例

本章では過去の文献から、代表的な軸方向振動のトラブル事例を2例紹介する。

3.1 原子力発電用両吸込みポンプの軸方向振動

軸方向振動でよく引用されるのが図4である。(この図は股引きではあるが、余り紹介される機会がない本なのであえて文献(8)から引用した。元のレポートは文献(9)である。)

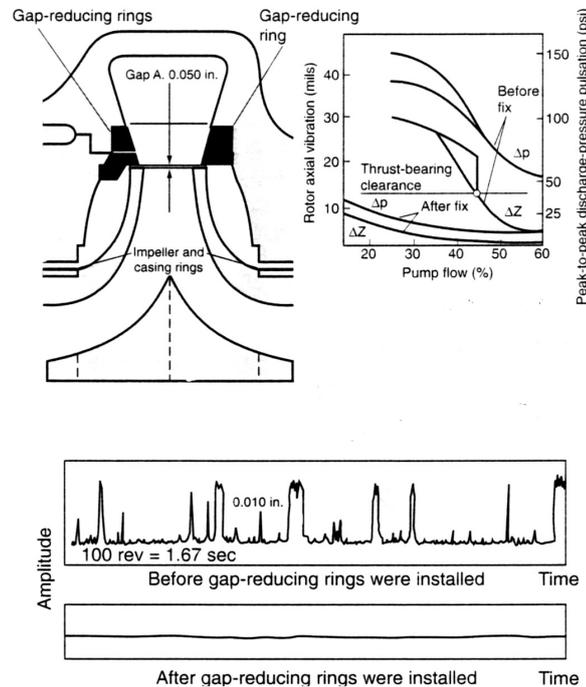


Fig. 4 Gap-narrowing rings can be used to question of axial vibration at low flow from (8)

振動の事象は、

- ・ ベードディフューザ付き両吸込みポンプの部分流量($Q/Q_n < 0.45$)で軸方向に振動した(図4右上参照). 振動波形から分かるように振動は単振動ではなく、ぎくしゃくしている(図4下参照).
- ・ impeller side gap flow の入口(Gap A)に gap-reducing ring(図4左上参照)を取り付けることで振動は解決した.

余談ではあるが、“対称性の破れ”から両吸込みポンプが厳密に左右対称に流れることは現実的には少なく、そのためもあって両吸込みポンプでは軸方向推力を設計する時に中立安定点に置くことを敢えてしないのが“普通”⁽¹⁰⁾である。Gülich のテキスト⁽⁶⁾にも、ウェアリング径を左右で違えて unbalance 力を作って、幾ばくかの推力で一方向に押しつけておくことが示されている。しかし、元の文献(9)を見ても(正確に図を描いているかどうか分からないが)、この事例の両吸込みポンプはそうはなっておらずウェアリングが左右同径となっていることに、著者は先ず違和感を持った。

一方、片吸込みベードディフューザ付き遠心羽根車の off design 点(Hergt⁽¹¹⁾)の言葉では full

load instability (FLI), これは少流量で羽根車入口逆流が生じる partial load instability (PLI) ではないことに注意しておく)で, 図5に示すように軸方向推力の方向および大きさが急変することが調べられている. これは, off design 点の羽根車出口失速, またはディフューザ入口逆流が図3の Gap A を通って impeller side gap flow の“入口境界条件”として影響するためである. 更に, 多段ポンプで軸方向ミスアライメント(この場合シュラウド端とケーシング端のオーバーラップ(図3の U_e)が front shroud と back shroud で異なる)があると, 上述の現象が増長されることが幾多の実験例^{(12)~(17)}から分かっている. 代表例として図6に Gülich⁽¹⁵⁾らの結果と, 図7に Cooper⁽¹⁶⁾の結果を示す. これらの要因が複合して軸方向推力が不安定となり軸方向振動の原因となるという報告例は多い. これらの経験から, 1980 年代に EPRI が行った大規模な研究から, 図6に示すような多段ポンプの Gap E, Gap F, $X=U_e/\text{Gap A}$ (各 Gap の定義は図3参照)の各隙間のガイドラインが作られている⁽¹⁸⁾.

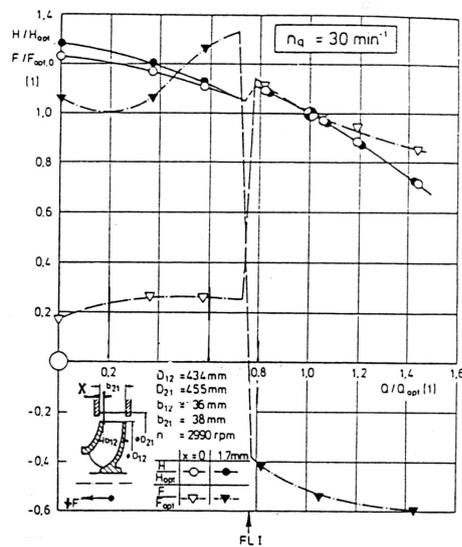


Fig. 5 Pump performance and axial force instabilities of pump with a vaned diffuser from (11)

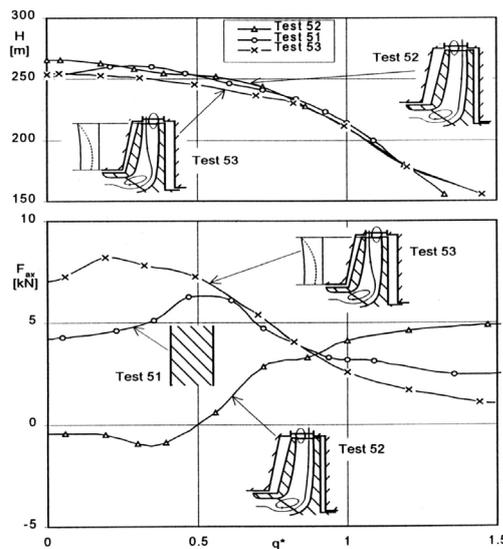


Fig. 6 Influence of the rotor position on pump axial force from (15)

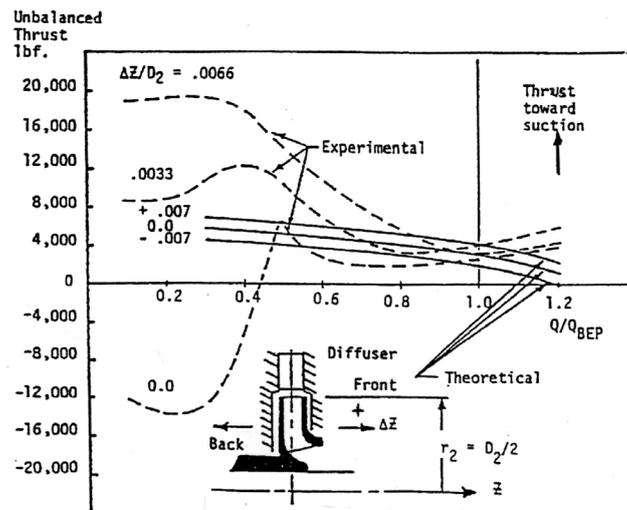


Fig. 7 Influence of axial force instabilities of pump with a vaned diffuser from (16)

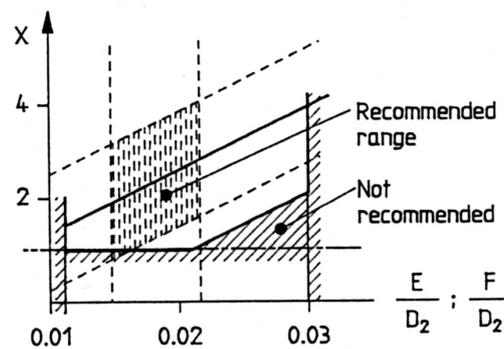


Fig. 8 Guidelines for multistage diffuser pumps from (18) (X: overlap ratio $X=Uc/\text{Gap A}$)

【まとめ】

- off design 点(full load instability)で羽根車出口失速, もしくはベードディフューザ入口で逆流する。(逆流の場合は流れの旋回は0, もしくは羽根車と逆回転方向となる.)
- 上記流れの偏りで front/back impeller side gap flow のいずれかの入口旋回(入口境界条件)が変化し軸方向推力が急変する.
- 変位方向(上述のミスアライメントに相当)とアンバランス推力方向の位相関係が不安定の条件となった場合は振動状態に入る.
- このため, 羽根車出口失速, もしくはディフューザ入口逆流の影響が impeller side gap flow に影響し難いように Gap A に gap-reducing ring を“絞り(抵抗)”として取り付けることにより振動が安定化する.

3.2 高速多段ポンプの軸方向振動

振動の事象は、バランスドラムを用いた、高速(15000rpm)多段(10 段)遠心ポンプ(北海油田の掘削ドリル駆動タービン供給)に約 250Hz($\cong 1 \Omega$)の軸方向振動が発生した⁽¹⁹⁾。

流体の圧縮性を式(1)で考慮して、図9に示すバランスドラムの流れを7つの式で一次元モデル化して摂動法で解析した。

$$Q_1 - Q_3 = V_1 / C_k \cdot dp_2 / dt - a_2 \cdot dy / dt \quad C_k: \text{体積弾性率} \quad (1)$$

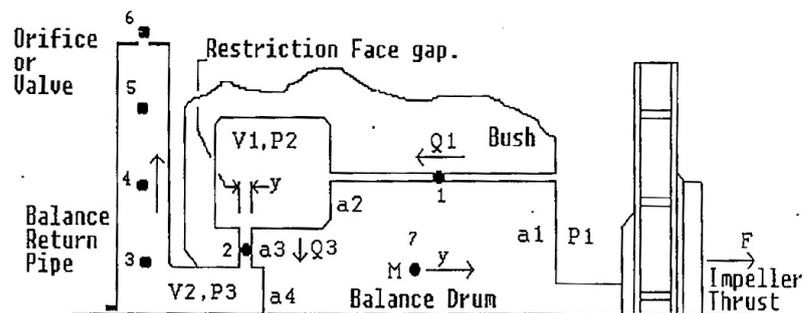


Fig. 9 Schematic of dynamic model of balance drum from (19)

その結果チャンバ容積 V_1 を小さくする程、安定性が良くなるという解析結果を得て、実際にバランス室を小さくする対策を施したが、その効果は小さかった (not fully effective). それ以上は本文には述べられていない。

【まとめ】

流体中で物体(剛体)が振動する場合、自励振動となるためには、“流体の圧縮性”もしくは“剥離(渦)”により、物体の変位と流体力の変化の位相関係に遅れが生じ、位相遅れがある限界を超えることが必要である⁽²⁰⁾。この解析では、バランスドラムにおいても流体の圧縮性の影響で不安定となり得ることが示されており、このことは 5.3 で後述する林ら⁽²⁹⁾のバランスピストンの線形解析結果とも一致している。

4. 振動力学的な解析, 実験, CFD の研究例

4.1 バルクフローモデルによる非定常解析

図10に示す羽根車が軸方向に単振動する場合の front shroud 側の Impeller side gap “unsteady” flow の解析に、Childs (1991)⁽²¹⁾が bulk-flow model を適用したものを以下に紹介する。

バルクの壁面摩擦剪断力 τ は実験式をベースに Re 数の関数として数式モデルに置き換え、非定常として1次オーダーまで考慮されている。(なお、著者らは Childs の 0 次モデルの定常流れを

CFD の 3D 計算結果と比較したことがあるが、Re 数の影響係数を適度を選べば CFD の 3D で計算されるコア流れとほとんど一致した経験を持つ。)また、impeller side gap unsteady flow 解析の入口、出口境界条件として非定常圧力損失を準定常的に考えて、式(2)を用いている。

$$\begin{aligned} p_1(0) &= -(1 + \xi) u_{s1}(0) \\ p_1(1) &= -C_{de} \cdot u_{s0}(1) \cdot u_{s1} \end{aligned} \quad (2)$$

ξ : GapA の損失係数, C_{de} : ウェアリングの損失係数

一方、近接する円盤が振動する場合、円盤には“慣性反力”と“ポンプ作用による反力(隙間の流体が吐き出されたり吸い込まれたりする時の反力)”によって流体反力が生じる。ポンプ作用による反力は変位の加速度の影響も受けるので慣性反力にまで連成が及ぶことがポンプ作用の反力の特徴である⁽²⁰⁾。また式(2)のような、impeller side gap flow の入口、出口の非定常圧力損失は、流体が吐き出されたり吸い込まれたりする時の“抵抗”としてポンプ作用に直接大きな影響をおよぼすため、この圧力損失の非定常特性は流体反力に極めて重要である。

Childs は軸方向に単振動 ($z = a \cdot e^{j\omega t}$) する場合の非定常力 F (複素数) を Real: F_k と Imag.: F_c で $F = (F_k + jF_c) a \cdot e^{j\omega t}$ と表し、さらに流体力 F が振動力学的に M (附加質量), C (減衰), K (剛性) で、式(3)のように表されると仮定し、

$$F = -M\ddot{z} - C\dot{z} - Kz = (M\omega^2 - Cj\omega - K)z \quad (3)$$

より、

$$F_k = M\omega^2 - K, \quad F_c = -C\omega \quad (4)$$

で整理した。従って、 F_k は M, K を、 F_c は C を表す。図11に F_k^* と F_c^* を示す。(なお、 F_k^*, F_c^* は無次元表示で、 ω / Ω (Ω : 羽根車回転速度) は振動数比である。)

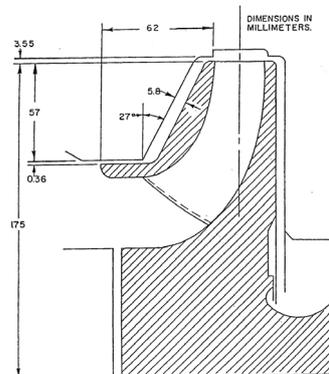


Fig. 10 Schematic of model impeller (21)

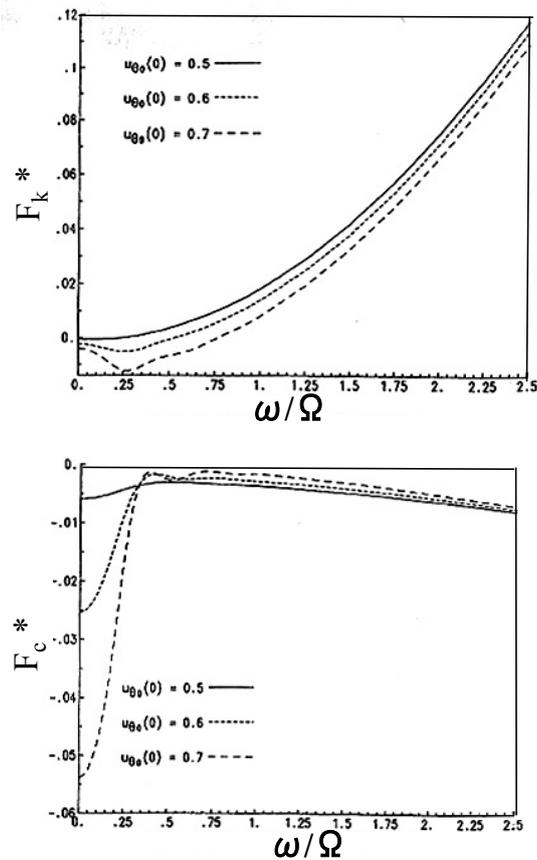


Fig. 11 F_k^* (upper) and F_c^* (lower) versus ω/Ω from (21)

図11上段の F_k^* は $\omega/\Omega > 0.25$ では基本的に2次関数で近似出来て、慣性反力支配型である ($M \gg 0$)。また $K \approx 0$ であり剛性はほとんどない。これは Childs のモデルでは図10に示したように、ポンプ入口のウェアリングはフラットシールであり、軸方向振動で impeller side gap は変化するがウェアリングの半径隙間は変化しない事による。すなわち本質的に side gap (図3の Gap E) の“微少”振動だけでは剛性作用は小さい。一方、 $\omega/\Omega > 0.25$ では F_c^* は 0 に近いが“ほぼ直線的”であり、若干の減衰 (C : 減衰) があることが分かる。この減衰は解析モデルに壁面摩擦剪断力を取り込んでいたためであろう。

なお、図11に示されているように impeller side gap flow の 0 次流れの境界条件としての入口旋回度 $u_{\theta_0}(0) (> 0.5)$ が大きくなるにつれて低周波数 ($\omega/\Omega < 0.25$) に式(4)では近似できない特異性を示すが、Childs の bulk-flow model の解析方法では羽根車がふれまわり運動する場合の計算結果にも、 $u_{\theta_0}(0)$ が大きいと同様の傾向が顕著に現れるようになっており、これは本解法 (Childs のバルクフローモデル) 特有の特異性 (resonance) と考えられる⁽²²⁾。

4.2 簡易空気モデルによる軸方向加振実験

山本ら⁽²³⁾⁽²⁴⁾は、図12に示す実験装置で、作動流体は空気ではあるが、実際に回転するポンプ羽根車を⑦の Voice coil motor により軸方向に加振し、impeller side gap flow の非定常圧力分布の計測から Childs と同様 front shroud 側に作用する非定常流体力を算出している。

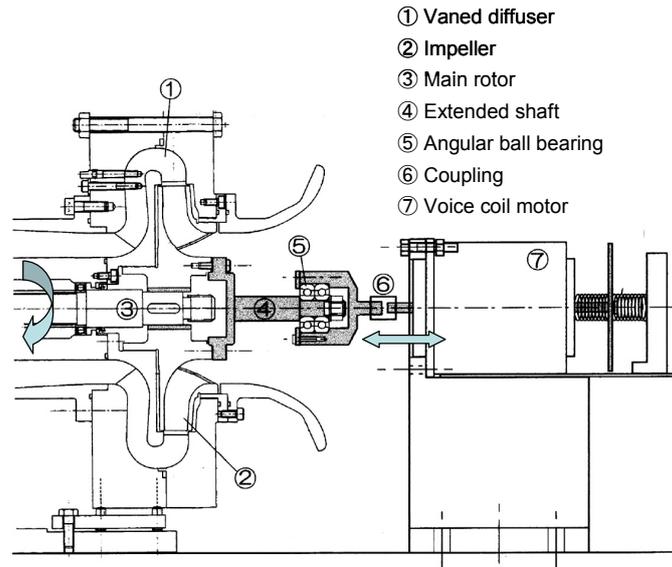


Fig. 12 Arrangement of air test rig for axial vibration from (24)

Childs の図 11 との比較のために山本らの設計流量での実験結果を再整理して図 13 に示す(但し、無次元化の方法は Childs と異なることに注意)。 F_k^{**} は Childs の解析結果と同様 2 次関数的であり $M > 0$, また $K = 0$ である。これは、実験モデルが Childs の解析モデルに近いためであろう。また、 F_c^{**} も Childs の結果に似ているが、一次関数では近似が十分でない。すなわち、本実験では減衰 $\alpha(\omega) = \text{const}$ とは言えない傾向が現れている点が興味深い。また本“実験結果”には、上述した Childs の“解析結果”に現れる“resonance”と呼べるような特異性は認められない。

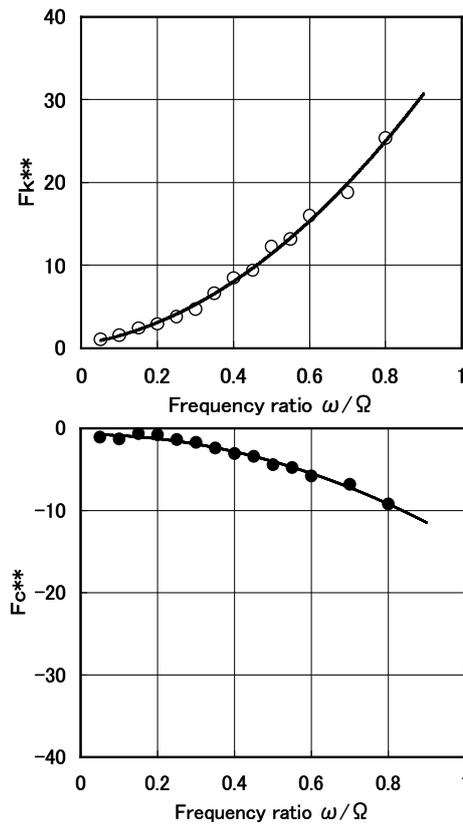


Fig. 13 F_k^{**} (upper) and F_c^{**} (lower) versus ω/Ω rearranged from (24)

なお、本実験では羽根車がフロント側へのミスアライメントがあった場合、低流量運転 ($Q/Q_n=0.4$)の時に、低周波振動数範囲 ($\omega/\Omega < 0.1$)で、実験で測定を行った front shroud 側に限った話ではあるが、この流体反力が羽根車に加える仕事が正となる場合があることが示されている⁽²³⁾。その原因は 3.1 の事例の【まとめ】に述べたような、ベーンディフューザの入口逆流と軸方向のミスアライメントの複合要因によるものである。

4.3 磁気軸受けによる実験および CFD

Concept ETI では、1999 年頃から当時の SSME の LH₂ ターボポンプの改良開発に関連して、図 1 4 に示す磁気軸受を利用した実験装置で軸方向推力の計測⁽²⁵⁾、および図 1 5 に示す CFD で impeller inside flow と impeller side gap flow を同時に解く研究⁽²⁶⁾を行っている。しかしながら、この実験装置を用いた遠心羽根車の軸方向振動の動特性については、著者らの知る限り公表はされていない。

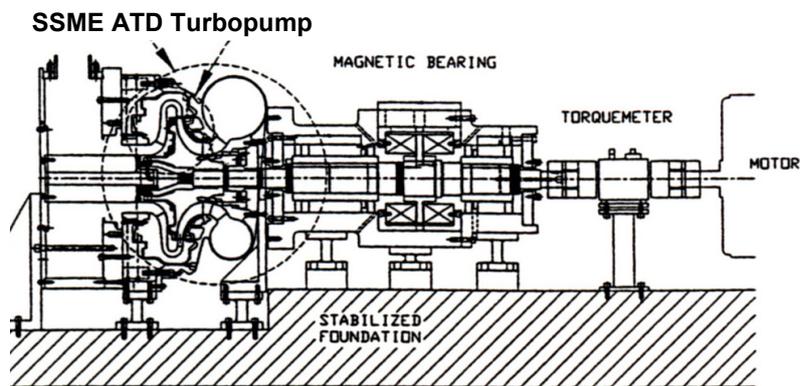


Fig. 14 A specialized magnetic bearing rig used to measure axial thrust in pumps during test from (25)

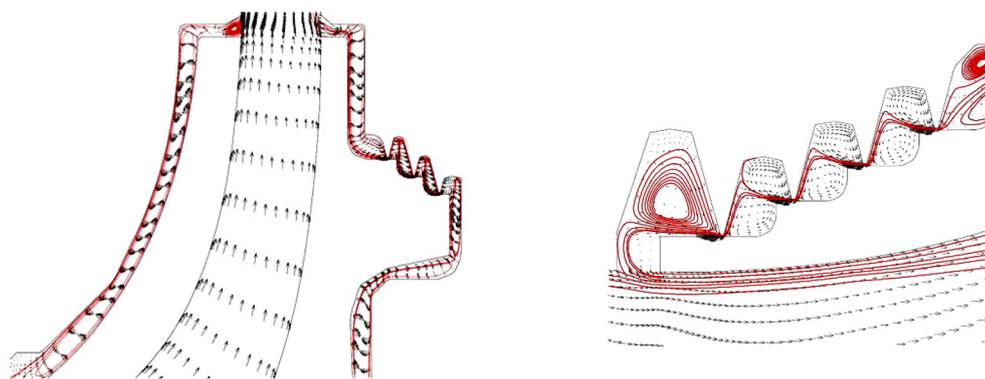


Fig. 15 Velocity vectors and streamlines show the details of the flow in the front seal cavity and in the near cavity labyrinth seals from (26)

5. JAXA の最近の研究

本章では最近 JAXA で行っているロケットエンジン用ターボポンプの羽根車の軸方向振動に関する研究について、その概略を紹介する。今まで述べてきた羽根車と異なるのは羽根車背面にバランスピストン機構を有し、ごくわずかの軸変位(約 $100 \mu\text{m}$ のオーダー)により、上下のオリフィス隙間の相反する変位により軸推力の自己調律機能を有することであり、準静的にはポンプ側推力とタービン側推力の安定な中立安定点で運転されることである。

5.1 フローネットワークによるシステム解析

Shimura ら⁽²⁷⁾⁽²⁸⁾は、汎用ソフトの AMESim コードにより、バランスピストンを含む流れのフローネットワークを、オリフィス、ピストン、チャンバー等の各コンポーネントに置き換え、システムとして動

的応答を解析している. この場合ピストン内の流体の圧縮性を考慮することも容易い. なお, モデル化に必要なコンポーネントの特性値は, 5.3 で紹介する CFD で求めた値を用いている.

現在1段インペラのターボポンプの解析を終え, 図 16に示すような2段インペラのターボポンプの動特性の解析を行っている⁽²⁸⁾. 本解析ではシステムとしての固有値だけでなく, 動的安定性についても評価する事が可能となっている⁽²⁷⁾. 本解析方法では短時間で各コンポーネントの特性値を感度評価することができ, 今後ターボポンプのフローネットワークの最適化設計に適用することを考えている.

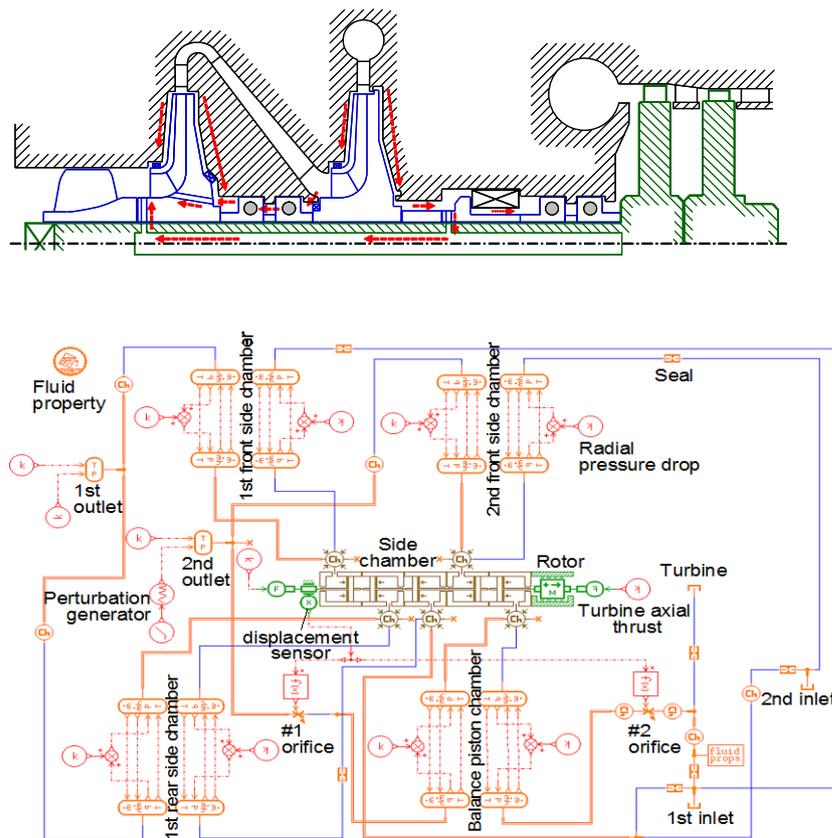


Fig. 16 Analysis model of internal flow system in 2 stages turbopump (AMESim chart) from (28)

5.2 流体の圧縮性を考慮した線型解析

ロケットターボポンプの極低温推進剤では圧縮性の影響が無視できない場合が多い. 林ら⁽²⁹⁾は作動流体の圧縮性に着目し, 物理的理解の見通しを良くするために, 図 17 に示すモデル化したバランスピストン内の圧力変化に式(5)の流体の体積弾性率(K_f)を考慮した.

$$dp/dt = K_f \cdot (q_{in} - q_{out} - A \cdot dx/dt) / (A \cdot x + V_d) \quad (5)$$

この式と、バランスピストンの運動方程式、オリフィス隙間における流出入流量の関係式を用いてエレガントな線形応答解析モデルを作成し、ロータに作用する軸スラストに対抗して発生するバランス力の応答を伝達関数形式によるシグナルフロー線図(図 18 参照)で表し、これをバランスピストンの①動作応答, ②流出入流量応答, ③圧力応答の3つの簡単な伝達関数で表せることを示した。これによりバランスチャンバ容積(V_d), 流体特性(圧縮性(K_f)), オリフィス隙間量(L_1, L_2)の影響等に対する動学的解釈が容易になり、バランスピストンシステムの安定性の理解が非常に進んだ。

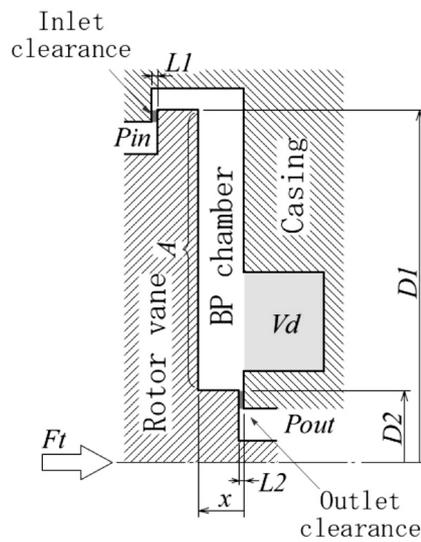


Fig. 17 Component of modeling for balance-piston from (29)

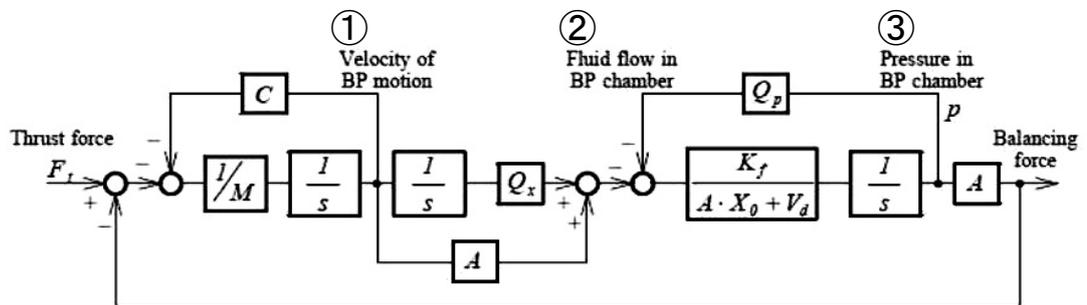


Fig. 18 Signal flow for axial forces as linear equation of balance-piston motion in Fig.17 from (29)

5.3 CFD による非定常解析

木村ら⁽³⁰⁾は非定常 CFD 技術を駆使し、図19に示す羽根車に軸方向単振動($z = \sin \omega t$)を与え、流れが定常振動状態となった時の羽根車に作用する流体反力から、4.1 および 4.2 と同様の手法で、 M (付加質量), C (減衰), K (剛性)を求めている。このモデルでは、back shroud 側にバランスピストン機構(上下に狭隘なオリフィスがある)があることが、上述の Childs の解析モデルや山本らの実験モデルとは異なる。

図20に、振動周波数(ω)を変化させた場合の F_k^{***} と F_c^{***} を示す(但し、無次元化の方法は Childs と異なることに注意)。計算条件として、羽根車の回転のある($\Omega = \Omega_0$)/なし($\Omega = 0$)、平均漏れ流れの影響を調べるために impeller side gap flow の入口出口差圧のある($\Delta P = P$)/なし($\Delta P = 0$)を計算パラメータとしている。

F_k^{***} は Childs の解析結果(図11)、山本らの実験結果(図13)と同様2次関数的であり、バランスピストン機構を有する back 側の勾配は大きく、back 側の M は front 側の M に比べて大きいことが分かる。また front 側は $\omega = 0$ で原点通過し $K \approx 0$ であるが、back 側は $K > 0$ である。一方、 F_c^{***} も山本らの実験結果と同様の傾向を示し、一次関数でフィットすることが難しい。また、 F_k^{***} と F_c^{***} に Childs の解析結果に現れるような“resonance”的な特異性はない。

図20より求められる、 M^{**} と K^{**} についてバランス機構がない front 側とバランス機構がある back 側を表1に比較して示す⁽³¹⁾⁽³²⁾。

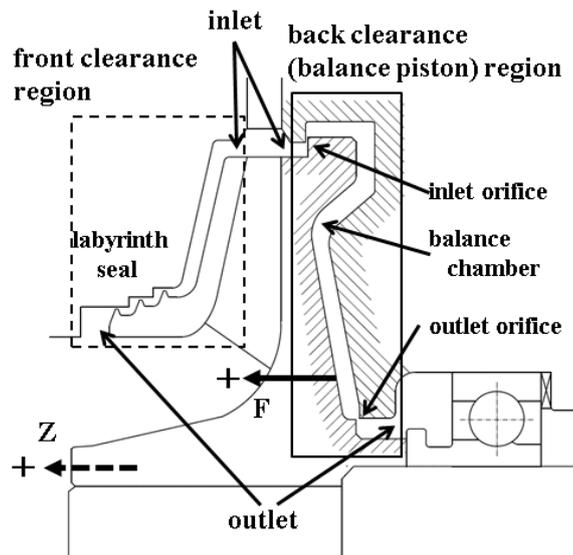


Fig. 19 Schematic of front/back clearance of turbopump from (31)

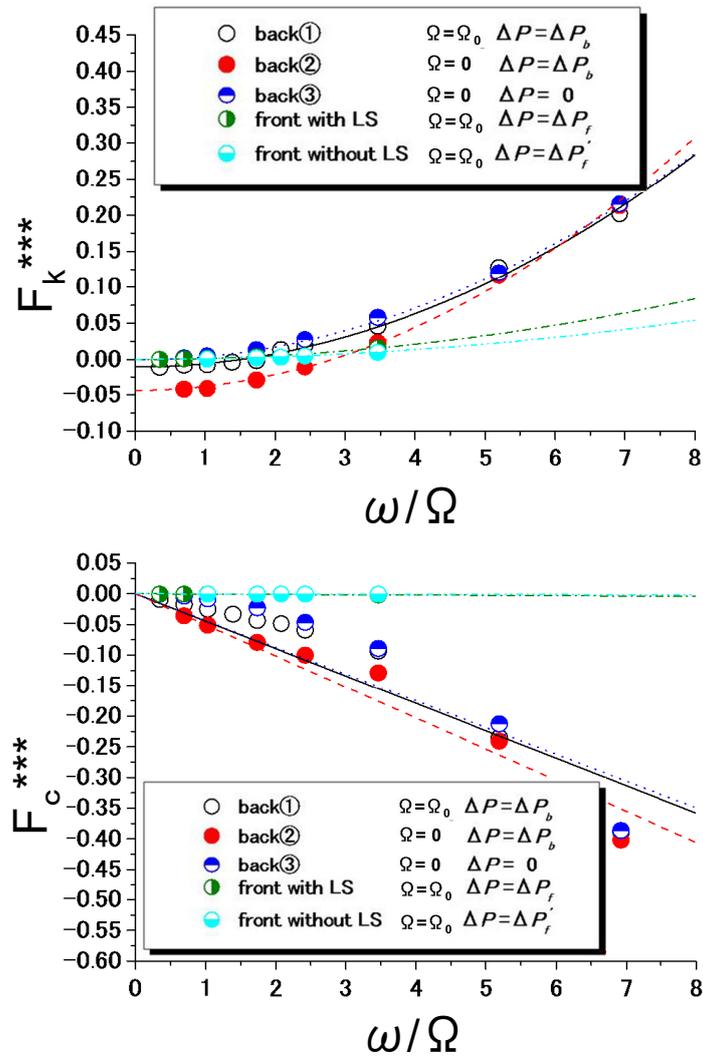


Fig. 20 Variations of F_k^{***} (upper) and F_c^{***} (lower) versus ω/Ω from (32)

Table 1 Mass M^{***} and stiffness K^{***} from(32)

		M^{***}	K^{***}
Back Shroud	① $\Omega = \Omega_0$ $\Delta P = \Delta P_b$	5.87×10^{-3}	1.26×10^{-2}
	② $\Omega = 0$ $\Delta P = \Delta P_b$	5.45×10^{-3}	4.70×10^{-2}
	③ $\Omega = 0$ $\Delta P = 0$	4.33×10^{-3}	-1.26×10^{-3}
Front Shroud	$\Omega = \Omega_0$ $\Delta P = \Delta P_f$	1.31×10^{-3}	-9.47×10^{-5}

・表1より、オリフィスがある back 側の附加質量 M は front 側に比べて約 4~5 倍大きい。これは、上下オリフィスの非定常抵抗によってポンプ作用が慣性項にまで連成している事によるものである。

・front 側では $K \approx 0$ である。これは Child の場合と同様ウェアリングが半径方向隙間なので軸方向変化ではポンプ作用に顕著に影響しないことによる。

・一方, back 側ではオリフィス差圧が大きいほど(平均漏れ流れが多いほど)ポンプ作用により流体が吹き出されたり吸い込まれたりする時の抵抗が大きくなり, ポンプ作用による反力として K は大きくなる。

・しかしながら, 減衰 C は F_c が一次関数とはならず ($C(\omega) \neq \text{const}$), 図 21 に示すように振動周波数 (ω) によって変化する傾向を示した。すなわち, オリフィス差圧がない場合 ($\Delta P = 0$: 平均漏れ流れがない) は周波数の増大と共に C は増加し, 一方オリフィス差圧が大きい場合 ($\Delta P = \Delta P_0$) は周波数が増加すると一度 C は減少し, その後再び増大している。

C について, オリフィスの漏れ jet によって下流に出来る渦の生成と減衰を CFD で“観察”した結果(図 22 参照), オリフィス差圧がある場合は渦構造が下流まで発達するが振動周波数の増加に伴い, 渦の変動は減少し減衰 C は小さくなる。また, オリフィス差圧がない場合は, 平均流れがないため生成される渦は局所的であるが, 振動周波数の増加にともない単位時間当たりに生成, 消滅する渦の個数が多くなり C は増加することが分かった⁽³²⁾。

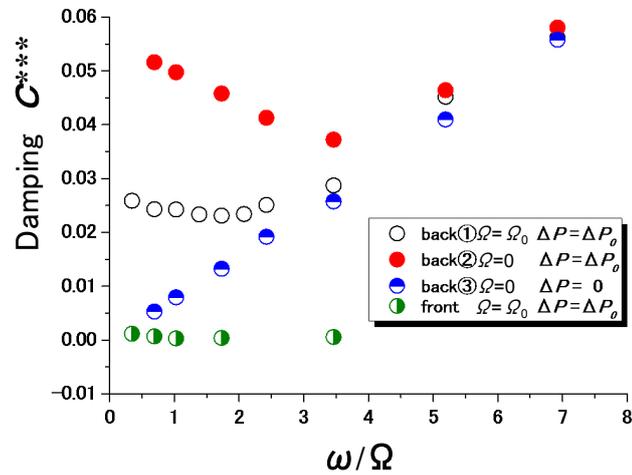


Fig. 21 Damping C^{***} versus ω/Ω from (32)

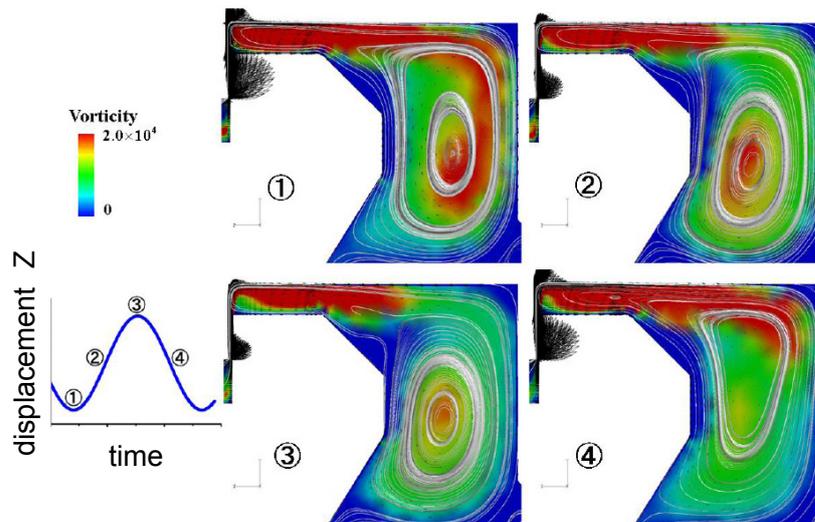


Fig. 22 Observations of CFD shedding vortex from orifice gap from (32)

5.4 磁気軸受を応用したロータダイナミック試験機による実験

最近, JAXA 角田宇宙センター内に(株)荏原製作所の協力を得て EBATS (Ebara Rotordynamics Test Stand)⁽³³⁾⁽³⁴⁾と同様な JARTS (JAXA Rotordynamics Test Stand)が設置され運

用を開始した(図23参照)。これは磁気軸受を応用した一種の加振ロータであり、既に次世代のターボポンプの羽根車を供試体とした試運転を完了した。JARTSの特徴は、軸方向推力の負荷能力が高く、通常のみれまわり運動(半径方向の振動モード)だけではなく、軸方向にも任意の周波数、任意の振幅で加振し流体反力を計測出来ることであり、既に軸方向振動の機能確認試験も完了しており、今後ターボポンプの各要素に作用するロータダイナミック流体力の取得に本試験機の活用が期待されている。

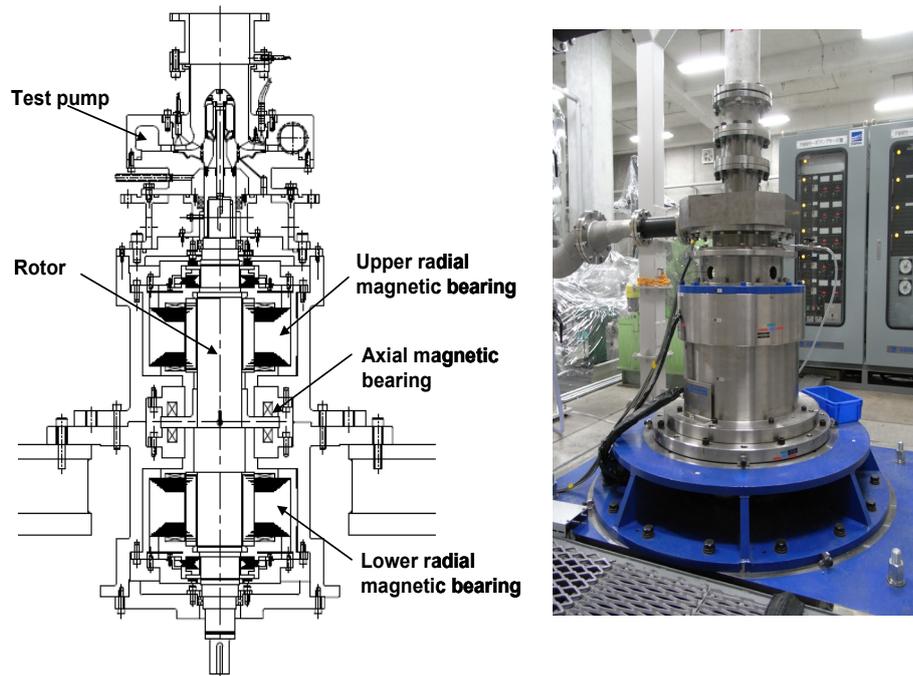


Fig. 23 JAXA rotordynamics test stand with magnetic bearings

6. 展望

最後に展望として、今後の研究テーマとして以下を提案させて頂く。興味のある方は是非挑戦してみていただきたい。

(1) 非常に精緻な実験にはなるが、バランスピストンの隙間(約 $100 \mu\text{m}$ のオーダー)の非定常流れは5.3項で紹介したとおり、その非定常特性の解明が十分でない。しかし、流れによる減衰効果を考える場合この部分の流れは非常に重要であると考えており、羽根車の動的特性の把握には impeller side gap flow の境界条件としての狭隘な隙間の非定常流れの特性を明らかにすることが必要と考えている。

(2) 古くは、Zielke ら(1969)⁽³⁵⁾はポンプそのものをレールにのせ、軸方向に加振させ配管のサージの固有値を同定したが、例えば磁気軸受けで羽根車を加振することにより、 $dz/dt = \Delta V_z$ で相対的

に入口速度三角形を変化させるような実験はどうであろうか。ピストンで高周波数の流量変動を与えることは難しいし、また高周波数での流量計測もままならないところがあるが、磁気軸受による羽根車側の加振の精度(周波数, 振幅)は制御し易いように思っている。これにより、ポンプダイナミックゲインやマスフローゲインファクタ等を同定することはできないだろうか？

(3)軸流インペラでは、軸のふれ回りによって、翼端隙間の非定常漏れ渦流れ(unsteady tip leakage vortex)の研究が出来る。一方、オープン遠心羽根車の非定常翼端渦の挙動は未知であり、軸方向振動加振はその究明の可能性を秘めている。また、あわせてその場合のケーシング側壁面境界層と関連して羽根車性能も興味のあるところである。

図2の重錘式はかりによる軸推力の計測から、図23の磁気軸受の電子制御による計測まで約80年が経過している。今後メカトロニクス適用により、日本のターボ機械の動的特性の研究がますます発展することを期待している。

【参考文献】

- (1) Cameron, J. W., 1921, "Centrifugal Pumps," Scott, Greenwood & Son.
- (2) Stepanoff, A. J., 1948, "Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design, and Application," John Wiley & Sons. Inc.
- (3) Pfliderer, C., 1955, "Die Kreiselpumpen," Springer-Verlag.
- (4) Stepanoff, A. J., 1932, "Leakage Loss and Axial Thrust in Centrifugal Pumps," (HYD-54-5) ASME, Vol. 54, No. 15, pp. 65-111.
- (5) Kurokawa, J., and Toyokura, T., 1972, "Study an Axial Thrust of Radial Flow Turbomachinery," Second International JSME Symposium Fluid Machinery and Fluidics, Tokyo, Japan, pp. 31-40.
- (6) Gülich, J. F., 1999, "Kreiselpumpen," Springer, or Gülich, J. F., 2010, "Centrifugal Pumps (2nd Edition)," in English, Springer.
- (7) 妹尾泰利, 1982, "遠心羽根車の円盤摩擦, 内部流れとすべり係数", ターボ機械 Vol. 10, No. 2, pp. 110-114.
- (8) European Association of Pump Manufactures, 2000, "Operating Rotordynamic Pumps Away from Design Conditions," Elsevier Advanced Technology.
- (9) Makay, E and Barrett, J. A., "Changes in Hydraulic Component Geometries Greatly Increased Power Plant Availability and Reduced Maintenance Cost: Case Histories," 1984, Proceedings of the 1st International Pump Symposium, pp. 85-97.
- (10) 大野隆史, 紺野大介, 1987, "両吸込遠心ポンプの軸スラスト", ターボ機械, Vol. 15, No. 10, pp. 627-633.
- (11) Hergt, P., and Starke, J., 1985, "Flow Patterns Causing instabilities in the Performance Curves of Centrifugal Pumps with Vaned Diffusers," Proceedings of the 2nd International Pump Symposium, pp. 67-75.
- (12) Thomae, H., and Stucki, R., 1970, "Axial Thrust in Centrifugal Pumps," Sulzer Technical Review, No. 3, pp. 185-190.
- (13) 田中 宏, 1980, "水車, ポンプ水車における流体関連振動" 日本機械学会第505回講習会教材, pp. 43-57.
- (14) Iino, T., Sato, H., and Miyashiro, H., 1980, "Hydraulic Axial Thrust in Multistage Centrifugal Pumps," ASME, Fluid Engineering, Vol.102, No. 1, pp.64-69.
- (15) Guelich, J., Florjancic, D., and Pace, S. E., 1989, "Influence of Flow Between Impeller and Casing on Part-Load Performance of Centrifugal Pumps," ASME FED-81, pp. 227-235.
- (16) Cooper, P., 1998, Panel Discussion on Cooperation "Towards Global Cooperation in Research, Engineering and Education," US-Japan Seminar, Osaka.
- (17) Gantar, M., Florjancic, D., and Sirok, B., 2002, "Hydraulic Axial Thrust in Multistage Pumps-Origins and Solutions," ASME Fluids Engineering, Vol. 124, No. 2, pp. 336-341.
- (18) EPRI Report TR-102102, 1993, "Feedpump Operation and Design Guidelines,"
- (19) Bilk, D. W., 1992, "Stability of Axial Oscillations in Pumps Using Hydrostatic Thrust Bearings," IMechE C432/005, pp.215-226.
- (20) 大橋秀雄, 1977, "流体振動のための流体力学", 日本機械学会第 449 回講習会教材, 化学プラントの振動診断－回転機械・流体関連振動を主に－, pp. 33-43.
- (21) Childs, D.W., 1991, "Fluid-Structure Interaction Forces at Pump-Impeller-Shroud Surfaces for Axial Vibration Analysis," ASME, Vibration and Acoustics, Vol. 113, No. 2, pp. 108-115.

- (22) Childs, D.W., 1991, "Centrifugal-Acceleration Modes for Incompressible Fluid in the Leakage Annuls Between a Shrouded Pump Impeller and Its Housing," ASME, *Vibration and Acoustics*, Vol. 113, No. 4, pp. 209-218.
- (23) 山本健太, 吉田義樹, 辻本良信, 2003, "遠心羽根車周りの隙間流れが軸方向の振動に与える影響", 日本機械学会関西支部第 78 期通定期総会講演会, No. 1513, pp. 25-26.
- (24) 山本健太, 2003, "遠心羽根車の軸方向の振動に伴って生じる非定常流体力: 隙間漏れ流れの影響" 大阪大学修士論文 (平成 14 年度)
- (25) Concepts ETI, Inc., 1999, "Special Feature, Experimental Evaluation of Axial Thrust in Pumps," *World Pumps*, June 1999, pp. 34-37.
- (26) Oliphant, K. M., and Japikse, D., 1999, "Experimental and Numerical Results of the Coupled Seal Cavity and Main Flow for a Liquid Hydrogen Rocket Turbopump," AIAA-99-2825.
- (27) Shimura, T., Kawasaki, S., Uchiumi, M., Kimura, T., Hayashi, M., and Matsui, J., 2013, "Stability of an Axial Thrust Self-Balancing System," ASME J. Fluids Eng., Vol.135, 01105-1-7.
- (28) Shimura, T., Kawasaki, S., Uchiumi, M., Kimura, T., Hayashi, M., and Matsui, J., 2013, "Dynamic Design Method of Internal Flow Systems for Rocket Turbopumps," 5th European Conference for Aeronautics and Space Science (EUCASS2013)
- (29) 林 光昭, 都丸裕司, 川崎 聡, 志村 隆, 内海政春, 2013, "バランスピストン機構による軸方向振動の安定性に関する検討", ターボ機械, Vol. 41, No. 10. (掲載予定)
- (30) 木村俊哉, 川崎 聡, 志村 隆, 内海政春, 林 光昭, 松井 純, 2012, "軸方向に振動するバランスピストンに作用する非定常流体力の数値解析", 日本機械学会論文集 (B 編), Vol. 78, No. 787, pp. 588-597.
- (31) 石井貴大, 木村俊哉, 川崎 聡, 吉田義樹, 2012, "軸方向に振動する遠心羽根車のシュラウドに作用する流体力の動特性", 日本機械学会第 90 期流体工学部門講演会, No. 0325, 京都
- (32) 石井貴大, 2013, "軸方向に振動するバランスピストン付き遠心羽根車のシュラウドに作用する非定常流体力の動特性に関する研究" 東北大学修士論文 (平成 24 年度)
- (33) 江口真人, 丸田芳幸, 金子孝史, 2000, "磁気軸受搭載シール流体反力測定装置の開発", エバラ時報, No. 189, pp. 3-12.
- (34) Eguchi M., and Maruta Y., 2003, "Development of Rotordynamics Measurement System with Active Magnetic Bearings," Proc. of 10th Asia-Pacific Vibration Conference, Gold Coast, Australia, Vol. 1, pp. 115-120.
- (35) Zielke, W., Wylie, E. B., and Keller, R. B., 1969, "Forced and Self-Excited Oscillations in Propellant Lines," ASME J. of Basic Engineering, December 1969, pp. 671-677.

