502 ディフューザポンプ軸系に作用する流体力に関する研究

Unsteady Hydrodynamic Forces on Diffuser Pump Shaft

○学 秋山 彰一 (九工大院)
正 宮崎 康次 (九工大院)

正 塚本 寛 (九工大院)
学 稲田 和久 (九工大)

Shoichi AKIYAMA, Hiroshi Tsukamoto, Koji MIYAZAKI, Kazuhisa INADA

Key Words : Diffuser Pump, Diffuser vane, Rotor-Stator Interaction, Radial Fluid Force, Tip Clearance, Quasi-Steady

1. 緒 言

近年, ポンプには, 高速・小型・軽量化が要求されている。しかし, ポンプの高速化には, 振動・騒音等, 設計・製作上の課題が多い。軸系振動特性の予測を目的とした振動解析は近年実用化されつつあるが, 遠心ポンプ, 特に案内羽根を有したディフューザポンプ軸系に作用する流体加振力の定量的大きさ, 周波数特性等に関する知識は十分でない。また, ポンプ軸系に作用する流体力を静止系から考察する研究は多数行われているが, 回転系から扱う研究は少なく, また, ポンプ過渡運転時に作用する過渡流体力に関しても良く知られていない。そこで本研究では, 形状の異なる2種類の羽根車を使用し, 供試ポンプの種々のパラメータが軸系に作用する流体力に及ぼす影響を明らかにした。また, ポンプ急始動・急停止の運転条件で流体力を測定し, 過渡流体力に及ぼすパラメータを加速・減速時間と関連づけて解析し, 流体力の準定常値との違いを明らかにした。

2. 実験装置及び実験方法

図1に実験装置全体図及び計測系を示す。

2.1 ポンプ系

- ・遠心羽根車: 羽根枚数 $Z_1=6$, 比速度 $202[\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}]$, クローズド及びオープンインペラの2種類を使用。
- ・ディフューザ及びケーシング: 羽根枚数の影響を調べるためディフューザ羽根枚数可変 $Z_d=0\sim7$ (ケーシングから着脱可能)。両吐出し円形ケーシングを使用。

2.2 測定量及び計測系

- ・吸入圧・吐出し圧 P_s, P_d : 半導体式圧力変換器により計測。
- ・回転数 N : 供試ポンプ駆動には三相誘導電動機を用いインバータによる周波数制御によって任意回転数及び任意の回転加速・減速での運転が可能。歯車と電磁ピックアップの組み合わせで発生するパルス信号から計測。
- ・流量 Q : 交流励磁方式の電磁流量計で測定。
- ・非定常流体力 F_x, F_y : 図2に示すように, 主軸に歪ゲージによる2軸力センサを設け, x, y の2つの方向成分で計測。測定された流体力は定常と変動成分に分けて分析した。

2.3 定常運転時の流体力測定実験方法

供試ポンプ回転数を一定に保ち, 仕切弁を全開状態から全閉状態まで変化させ, 吐出し弁開度, ディフューザ羽根枚数を種々組み合わせて, クローズドまたはオープンインペラで各測定量を測定した。オープンインペラにおいては, シュラウド面とケーシングとのスラスト方向隙間(翼先端隙間)を $0.5[\text{mm}]$ で実験を行った。

2.4 ポンプ急始動・急停止時の流体力測定実験方法

ディフューザ羽根枚数 $Z_d=5$ で仕切弁開度を固定して吐出し流量を一定にし, 最終及び初期回転数 $N=1750[\text{min}^{-1}]$ でインバータにより強制的にモータを加速・減速させ, 加速時間 T_a ・減速時間 T_d をそれぞれ変化させて実験を行った。表1, 2に代表的な実験条件を示す。

Table 1 List of test conditions at pump start-up

Case No.	T_a	NT_a	ϕ/ϕ_r
PA-1	0.07	2.04	1.0
PA-1	0.21	6.12	1.0

Table 2 List of test conditions at pump shutdown

Case No.	T_d	NT_d	ϕ/ϕ_r
PD-1	0.07	2.04	1.0
PD-1	0.21	6.12	1.0

Fig.1 Schematic view of test rig and instrumentation system

Fig.2 Schematics of fluid force measurement system and data processing of unsteady fluid force signal

3. 実験結果及び考察

3.1 定常運転時の軸系に作用する非定常流体力

3.1.1 非定常流体力 図3に設計流量で両インペラ使用時の無次元変動流体力 $\bar{K}_x$ の瞬時波形を示す。横軸にインペラが1回転する時間を1とした無次元時間 Nt を示す。図3からどちらのインペラでも $Z_d=5, 7$ に比べ $Z_d=0, 6$ では特定の周波数成分で大きい変動が見られる。図4に両インペラの流量に対する無次元半径方向流体力 $\bar{K}_r$ を示す。横軸は流量係数 ϕ である。図4からどちらのインペラでも $Z_d=0, 6$ に比べ $Z_d=5, 7$ で $\bar{K}_r$ が大きい。これは $Z_d=0$ では動静翼干渉がなく, $Z_d=6$ では羽根に作用する流体力が周方向対称になり相殺されるためと考えられる。また図3からオープンインペラはクローズドインペラに比べて流体力の変動が小さいことが分かる。これは翼先端隙間での漏れによる二次流れの影響を受けているためと考えられる。

Fig.3 Time histories of normalized dynamic fluid force for various diffuser vane's number ($N=1750[\text{min}^{-1}]$, design flow rate)

3.1.2 変動流体力周波数解析 羽根車に作用する変動流体力の周波数成分を調べるために周波数解析を行った。図5, 6に x 方向の無次元変動流体力のパワースペクトル密度 S_{xx} を示す。横軸は周波数 f を回転数 N で除した無次元周波数 f/N を示す。図5は設計流量における S_{xx} に及ぼす Z_d の影響、図6は流量比 ϕ/ϕ_d 毎の $Z_d=5$ での S_{xx} である。図5から $Z_d=5, 7$ では羽根通過周波数成分 NZ_d 成分及び $Z_d=5$ では $7N$ 成分、 $Z_d=7$ では $5N$ 成分が卓越していることが分かる。図6から流量の増加に伴い、卓越周波数成分が大きくなることが分かる。幾何学モデルを用いて理論的に考察した結果、卓越周波数成分は、いずれも動静翼の幾何学的関係から生ずるものであることが明らかになった。

3.2 ポンプ急始動・急停止時の過渡流体力

3.2.1 ポンプ始動時

(a) 過渡流体力 K_R の時間変化 図7(a)に表1に示される運転条件 PA-1 ($NT_{na}=2.04$) での流量係数 ϕ 、揚程係数 ψ 及び無次元半径方向流体力 K_R の時間変化を示す。図中には定常特性曲線から期待される準定常変化との違いを検討するために各瞬間の ϕ に対応する準定常値 $(\bar{K}_R)_s$ を示している。図から、Aの部分では過渡流体力 K_R は $(\bar{K}_R)_s$ に比べて大きい。これはポンプ始動によるインパルス圧力の影響を受けているためと考えられる。また B の部分では K_R は $(\bar{K}_R)_s$ より小さい。これは翼まわり循環の成長おくれにより準定常圧力上昇が得られないためと考えられる。

(b) 回転加速率の影響 図7(b)に PA-2 ($NT_{na}=6.12$) での ϕ, ψ, K_R の時間変化を示す。 K_R は PA-1 と同様な特徴が現れているが、回転加速率の高い PA-1 の方がより激しい流体力の変化が確認できる。従って、無次元加速時間 NT_{na} が小さいほど大きな流体力が発生することが分かった。

3.2.2 ポンプ停止時

(a) 過渡流体力 K_R の時間変化 図7(c)に PD-1 ($NT_{nd}=2.04$) での ϕ, ψ, K_R の時間変化を示す。Cの部分では過渡流体力 K_R は $(\bar{K}_R)_s$ に比べて小さい。これは停止によるインパルス圧力の影響を受けているためと考えられる。また D の部分では K_R は $(\bar{K}_R)_s$ より大きくなっている。これは流体の慣性の影響を受けているためと考えられる。

(b) 回転減速率の影響 図7(d)に PD-2 ($NT_{nd}=6.12$) での ϕ, ψ, K_R の時間変化を示す。 K_R は PD-1 と同様な特徴が現れているが、回転減速率の高い PD-1 の方がより激しい流体力の変化が確認できる。従って、無次元減速時間 NT_{nd} が小さいほど流体力が準定常値から逸脱することが分かった。

4. 結 言

定常運転時の流体力実験から以下のことがわかった。

- (1) 動静翼の羽根枚数に公約数がないとき、定常流体力及び変動流体力振幅が大きくなる。
- (2) 翼先端隙間があると変動流体力は大きくなる。
- (3) 変動流体力は流量に依存する。

Fig.4 Normalized steady fluid force for various diffuser vane's number ($N=1750[\text{min}^{-1}]$)

Fig.5 Power spectral density of dynamic fluid force for various diffuser vane's number ($N=1750[\text{min}^{-1}]$, rated condition)

Fig.6 Power spectral density of dynamic fluid force ($N = 1750 [\text{min}^{-1}]$, $Z_d = 5$)

Fig.7 Time histories of ϕ, ψ, K_R

(4) 変動流体力の周波数成分は $N(Z_d \pm 1)$ 成分が支配的であると予測できる。

ポンプ急始動・停止時の流体力実験から以下のことがわかった。

- (5) ポンプ急始動・停止時の過渡流体力は準定常値との間に明確な食違いが生ずる。
- (6) 始動初期では流体力はその瞬間の準定常値よりも大きく、定常に至るまでに準定常値より小さくなる期間がある。
- (7) 停止初期では流体力は準定常値より大きくなり、回転数が0に至るまでに準定常値より小さくなる期間がある。
- (8) 加速時間及び減速時間が短い場合、過渡流体力は準定常値より大きくなる。

参考文献

- (1) 張・王・塚本、機論 B, 68-671 (2002-7), 2020.
- (2) 張・王・塚本、機論 B, 68-675 (2002-11), 2997.