

# 유체회전기계의 불안정진동에 관한 연구동향

## 양 보 석·최 준 석

(부산수산대학교) (한국기계연구원)

### 1. 머리말

산업의 발달에 따라 회전기계는 고성능화(소형경량화, 고속고압화)의 요구가 증가되고 있다. 따라서 설계 및 제작과정을 통하여 지금까지의 지식과 경험으로 고려되지 못했던 사고나 고장이 발생하고 있고, 진동이 관련된 문제의 발생은 기계에 치명상을 주게 된다. 따라서 문제의 명확화와 진동기준의 강화 등이 요구되고, 설계자의 계산과 실험에 대한 새로운 기술이 요구되고 있다. 이러한 요구로서<sup>(1)</sup>

(1) 현존하는 기술과 주변기술을 결합하여 진동해석 및 실험방법 등에 대한 체계화와 고도화

(2) 고성능화에 따른 미해결문제로서 작동유체에 의해 여기되는 진동문제(비접촉시일, 회전차, 블레이드 등에서 발생하는 유체의 불안정화력과 유체강제력 그리고 선회실속 등)

(3) 회전기계의 안정운전 및 신뢰성 향상을 위한 기계의 감시 및 진단기술의 발전

(4) 진동을 보다 적극적으로 제어 시키기 위한 능동제어(active control) 기술의 발전(magnetic bearing이나 active damper의 개발 및 실용화 기술) 등을 고려할 수 있다.

최근 펌프에 있어서도 고속 소형화가 급속히 진전되어 1차 위험속도 이상의 회전수를 사용회전수로 하는 경우가 많아지고 있다. 이러한 펌프는 특히 높은 유체성능이 요구되는 것 뿐만 아니라 축계가 진동에 대해 안정(stable)할 것이 불가결하게 요구된다. 특히 고속 다단 원심펌프나 압축기 등에서는 축강성이 저하되고 불평형응답 등의 외력에 대한 응답을 정도 높게 예측, 평가할 필요가 있다. 이러한 축계는 진동하는 축의 각 부분이 주위의 유체로부터 받는 유체력을 정확히 산정하는 것이 매우 중요하다.

본 해설에서는 지면관계상 (2)항의 회전차에서 발생하는 불안정 유체력의 mechanism과 그 특성에 초점을 맞추어 유체여기자려진동에 관한 최근의 연구성과를 설명한다. 그리고 비접촉시일의 불안정화 유체력의 특성과 진동 및 안정성에 미치는 영향에 관해서는 저자의 해설<sup>(1)</sup>을 참조 바란다.

### 2. 회전차에 작용하는 유체력

볼류트(volute)케이싱 속에서 회전차(impeller)가 회전하는 경우, 유량에 의해 케이싱 원주방향으로 정압분포가 발생하고 이 결과로 회전차에 반경방향의 추력이 작용한

다. 이 힘은 정지계에서 보아 시간 평균적으로는 한 방향으로 미치는 힘으로 작용하나 흐름의 변동, 회전차에 생기는 역류, 선회실속(stall) 등에 의해 정상 유체력만이 아니라 동적 유체력도 포함되어 있다.

그림 1과 같이 회전차가 각속도  $\omega$ 로 회전하고 있고, 케이싱 중심(中心)에 대해 휘돌림반경  $r_0$ , 휘돌림 각속도  $\Omega$ 로 볼류트 케이싱속에서 휘돌고 있다고 하면, 축계에는 반경방향의 추력(radial thrust) 이외에 회전차 질량에 의한 원심력( $F_c$ )과 휘돌림에 의해 생기는 유체력( $F_f$ )이 작용한다.

그림 2와 같이 축계와 함께 회전하는 회전차표계에서  $F_r$ 를 원형휘돌림 궤도(circular whirl orbit)와 직교하는 성분  $F_t$ 과 접선방향의 성분  $F_s$ 로 분리한다. 이때  $F_r$ 을 반경력(radial force)이라 하고 외축을 향하는 것을 양으로 하며,  $F_t$ 를 접선력(tangential force)이라 하며 반시계방향을 양으로 한다. 그리고 축의 회전방향과 같은 방향의 휘돌림을 전향휘돌림(forward whirl)이라 하며 양의 휘돌림이 된다. 반경력이 양의 값이면 축을 더욱 휘도록 하는 작용을 하게 되고, 음의 값을 가지면 축에 복원력으로 작용한다. 한편 접선력은 축심의 휘돌림속도와 같

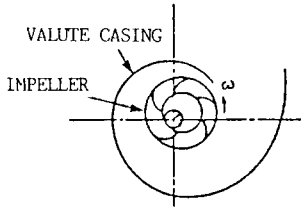


그림 1 볼류트 내에서 휘돌림 회전하는 회전차

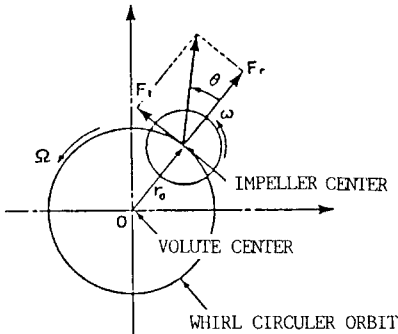


그림 2 휘돌림 유체력

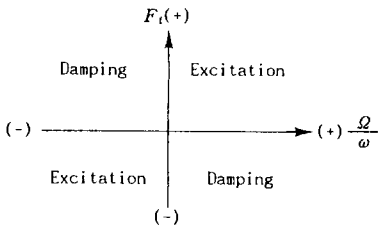


그림 3 휘돌림 유체력의 여진조건

은 방향 또는 역방향으로 작용하고 휘돌림 운동에 대한 에너지 전달을 결정한다. 즉 전향휘돌림의 경우 ( $\Omega/\omega > 0$ )에는 운동에 저항하는 방향, 즉  $F_t < 0$ 이면 감쇠력(damping force)으로 작용하고,  $F_t > 0$ 이면 여진력(exciting force)으로 작용한다. 음의 휘돌림, 즉 축 회전 방향과 반대방향으로 휘돌림운동을 하는 후향휘돌림(backward whirling)에서는  $F_t > 0$ 이면 감쇠력으로 된다. 이 관계를 그림으로 나타내면 그림 3과 같다. 공학적으로는 양의 휘돌림의 경우가 중요하다. 접선력이 여진력으로 작용하면, 미

끄럼베어링의 oil whip과 같은 메카니즘으로서 축계에 진동에너지를 공급하게 되고, 만일 이 값이 축계의 감쇠량보다 크게되면 운동에너지는 계속 증가하여 진동은 성장하고 불안정하게 된다. 이러한 현상을 impeller whip이라 부른다.

볼류트 중심에 대한 고정직교좌표계 X, Y좌표로서 회전차에 작용하는 유체력을 표현하면 각 축방향의 성분  $F_x$ 와  $F_y$ 는 각 축방향의 변위, 속도 및 가속도에 비례하는 항으로 식 (1)과 같이 선형화하여 나타낼 수 있다. 식 (1)의 우변 마지막 항은 정적 유체력 성분이다.

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} F_{x0} \\ F_{y0} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

그리고 회전차의 변위, 속도 및 가속도에 비례하는 계수행렬을 각각 강성(stiffness)행렬, 감쇠(damping)행렬 및 부가질량(add mass)행렬이라 부른다. 일반적으로 이들 동적계수(dynamic coefficients)는 다음과 같이 무차원형태로 정규화되어 사용된다.

$$\begin{aligned} k_{ij} &= K_{ij} / (\pi R_2^2 B_2 \rho \omega^2) \\ c_{ij} &= C_{ij} / (\pi R_2^2 B_2 \rho \omega) \\ m_{ij} &= M_{ij} / (\pi R_2^2 B_2 \rho) \end{aligned} \quad (i, j = x, y) \quad (2)$$

여기서  $R_2$ : 회전차 출구반경  
 $B_2$ : 회전차 출구폭  
 $\rho$ : 물의 밀도  
 $\omega$ : 회전차의 회전각속도 (rad/s)

식 (2)의 정규화된 동적계수들이 거의 등방성(isotropic)의 특성을 갖는다고 가정하여 반경력( $F_r$ )과 접선력( $F_t$ )과의 관계를 나타내면

$$\begin{aligned} F_r / r_0 &= -K - c\Omega + M\Omega^2 \\ F_t / r_0 &= k - C\Omega - m\Omega^2 \end{aligned} \quad (3)$$

여기서  $K = K_{xx} = K_{yy}$ ,  
 $k = K_{xy} = -K_{yx}$ ,  
 $C = C_{xx} = C_{yy}$ ,  
 $c = C_{xy} = -C_{yx}$ ,  
 $M = M_{xx} = M_{yy}$ ,  
 $m = M_{xy} = -M_{yx}$

그리고 식 (3)에서 무차원 반경력 및 접선력은

$$\begin{aligned} F_i^* &= F_i / (r_0 \pi R_2^2 B_2 \rho \omega^2) \\ (i = r, t) \end{aligned} \quad (4)$$

으로 된다. 여기서  $r_0$ 는 원형휘돌림궤도(circular whirl orbit)의 반경, 즉 회전차 중심의 휘돌림 반경이다.

식 (3)의 유체력과 이에 대한 동적계수의 관계를 검토하여 보면

(가) 반경력( $F_r$ )이 음일 때, 이 힘은 회전차를 그 중심으로 되돌아가도록 하는 조심 작용(centering action)을 하고, 양일 때는 회전차 축이 더욱 변형되도록 하는 작용(decentering action)을 하게 된다. 따라서 회전축이 그 중심으로 향하도록 하기 위해서는 강성계수  $K$ 와 연성감쇠계수  $c$ 가 양이 되어야 한다. 부가질량계수  $M$ 은 항상 양의 값을 갖으며 축을 휘도록 하는 역할을 한다.

(나) 접선력( $F_t$ )은 음일 때 회전체를 안정화시키는 작용(stabilizing action)을 하고, 이때 감쇠계수  $C$ 와 연성부가질량계수  $m$ 은 양의 값을, 그리고 연성강성계수  $k$ 는 음의 값을 가져야 한다. 접선력이 양의 값을 갖을 때는 불안정화력(destabilizing force)으로 작용한다.

### 3. 정적 유체력

통상적으로 반경력은 아래의 3가

지 다른 원인에 의해 발생할 수 있다.

(1) 회전차 토출압력(혹은 볼류트 압력)의 접선방향의 변화

(2) 회전차 토출측에서 회전차 shroud와 펌프케이싱 사이의 입구까지의 누설흐름(leakage flow).

토출압력(discharge pressure)의 접선방향의 불일치(ununiformity)는 이 shroud와 케이싱 틈새 내의 접선방향으로 불일치를 일으키는 원인이 된다. 그러므로 펌프 shroud의 바깥쪽에 반경력을 일으키게 된다.

(3) 회전차를 빠져나가는 유량의 접선방향의 불일치로서, 이는 회전차 출구의 운동량 유동의 불일치에 기인하는 반경력을 일으키게 된다.

식 (1)의 우변 마지막 항인 정상 유체력(steady hydraulic force)은 볼류트 내부, 토출흐름 및 유입흐름의 비대칭으로 발생하는 힘이다. 이 힘은 휘돌림 속도비( $\Omega/\omega$ )와는 관계없이 일정하다.

3.1 정적 유체력의 근사 계산식

디퓨저 펌프의 회전차가 편심시 발생하는 유체력에 대한 식으로는 아래와 같은 준실험식들이 제안되고 있다.

(1) Stepanoff의 식

1967년 발간된 그의 저서에서 아래와 같은 식을 제안하고 있다.

$$F_0 = k_r \frac{V_2^2}{2g} D_2 B_2 \gamma \quad (5)$$

여기서  $V_2$ : 회전차 tip 속도  
( $= D_2 \omega / 2$ )

$D_2$ : 회전차 직경

$B_2$ : 슈라우드를 포함하는 회전차 출구폭

$g$ : 중력가속도

$\gamma$ : 액체의 비중량

이고, 유체력 계수  $K_r$ 은 아래의 식

(a) 볼류트 펌프의 경우

$$K_r = 0.36 \left[ 1 - \left( \frac{Q}{Q_r} \right)^2 \right]$$

(b) 동심케이싱 펌프의 경우

$$K_r = 0.36 \left( \frac{Q}{Q_r} \right)$$

이 이용된다. 여기서  $Q_r$ 는 최고 효율점에서 유량이다. 그러나 이는 매우 개략적인 식으로 각종 케이싱 형식에 따른  $K_r$ 을 실험 또는 계산에 의해 구할 필요가 있다.

(2) Hergt 등의 식

1969년 독일 KSB사의 Hergt 등이 제안한 실험식으로

$$F_0 = K_r \gamma D_2 B_2 H_r \quad (6)$$

여기서  $K_r$ 은 정적 유체력 계수로서

$$K_r = a (\epsilon \times 10^3)^b$$

이고,  $a$ 와  $b$ 는 유량의 함수로서 실험적으로 구해지는 정수이다.

$\epsilon$ : 편심율 ( $= e/D_2$ )

$e$ : 편심량 (mm)

$H_r$ : 정격점에서의 펌프 전양정 (Pa)

(3) Black의 식(1974년)

$$\frac{1}{\gamma D_2 B_2 H_r} \begin{Bmatrix} F_{0x} \\ F_{0y} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & -k \\ k & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} C & 0 \\ 0 & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

여기서  $K = 0.35 \pi f(a, \beta)$

$$(1-q) a_r / c$$

$$k = 0.7 \pi f(a, \beta) / D_2$$

$$C = k / \omega$$

$$f(a, \beta) = \frac{a + 0.2\beta}{(a + 0.6\beta)(a + \beta)}$$

$a_r$ : 정격유량시의 회전차 절대유출각도( $^\circ$ )

$\beta$ : 회전차 깃 출구각도( $^\circ$ )

$q$ : 유량비 ( $= Q/Q_r$ )

$Q_r$ : 펌프 정격토출유량 ( $m^3/s$ )

$c$ : 회전차 tip clearance ( $m$ )

상기식은 유도과정에서

① 슬립  $S = 0.2$ ,  $a/a_r = q$

②  $a_r, \beta, a$ 는 충분히 적다.

③  $H_i = 0.7H$

여기서  $H_i$ : 깃 출구정압 (Pa)

$H$ : 펌프의 전양정 (Pa)

$a$ : 회전차 절대 유출각도( $^\circ$ )

로 가정을 두고 있다. Kanki 등은 이를 수정하기 위해

$$f(a, \beta) = [2 \tan(\alpha + \beta) - (1 - S) \tan \beta] / [\tan(\alpha + \beta) \{2 \cos^2 \alpha (\tan \alpha + \tan \beta) - (1 - S) \tan \beta\}] \quad (8)$$

로 일반화된 표현식을 구하고 있다.

(4) Florjancic의 식(1974년)

$$F_{r0} = K_r D_2^3 N^2 B_2 \gamma C \quad (9)$$

여기서  $C = \frac{144}{2g(229)^2}$

$N$ : 회전차 축의 회전수

이고, 단 사용단위는 Lb-in 단위계이다.

(5) Chamieh 등의 식(1982년)

$$\begin{Bmatrix} F_{0x} \\ F_{0y} \end{Bmatrix} = 2\pi \rho B_2 R_2^2 \omega^2 \begin{bmatrix} 2.0 & -0.7 \\ 0.7 & 2.0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} \quad (10)$$

여기서  $R_2$ 는 회전차의 반경이다.

상기의 식들은 형상이 상사인 펌프의 경우( $N_s$  = 일정), 반경력의 보간식은 다음과 같이 주어질 수 있다.

$$F_0 = F_m \left( \frac{D_2}{D_{2m}} \right)^3 \left( \frac{N}{N_m} \right)^2 \left( \frac{B_2}{B_{2m}} \right) \left( \frac{\gamma}{\gamma_m} \right) \quad (11)$$

3.2 정적 유체력의 특성

그림 4는 이중볼류트(double volute) 케이싱과 디퓨저 케이싱을

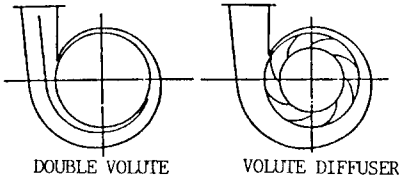


그림 4 케이싱의 형상

나타낸다. Worthington 사의 Agostinelli 등은 기존의 볼류트 펌프와 그림 4의 두 종류의 케이싱에 대한 폭 넓은 비교회전도

(specific speed)  $N_s$  영역에서 실험을 수행하고 정적 유체력, 즉 반경방향의 추력(radial force)을 구하였다. 그림 5는 단순 볼류트 펌프에 대한 정적 유체력을 극좌표로 나타낸 그림이다. 케이싱 중심에서 cut-water(또는 tongue)를 지나는 축을 각도 0으로 하여 나타냈으며, 그림내의 %는 설계유량에 대한 비율, 그리고 비교 회전도 ( $N_s$ )가 25, 37, 81.8 및 112에 대한 data를 보인다 비교 회전도가 클수록

체절양정(shut off head)에서의 유체력은 케이싱의 cut-water에 접근하는 경향을 보이며, 낮은 비교 회전도에서의 체절시의 힘은 회전차의 회전에 대응하는 방향으로 각 위치가 이동하는 것을 알 수 있다. 유체력의 크기는 펌프의 양정에 비례하고, 결국 속도비의 제곱에 따라 근사적으로 변화한다.

그림 6은 디퓨저 펌프의 정적 유체력 특성을 나타낸다. 비교 회전도가 높은 영역( $N_s=100, 165$ )에서는 체절시의 유체력의 방향은 동일한 비교 회전도 범위에서는 단순 볼류트 펌프와 같은 특성을 나타내고 있다. 그러나 유체력의 크기가 매우 적으며, 3가지 모두 비슷한 크기를 보이나, 부분유량이나 과대유량이 될수록 유체력은 급격히 증가하고, 이 경향은 단순 볼류트의 경우가 가장 심하다.

그림 8은 Mitsubishi 중공업의 Kawata 등에 의해 이중 볼류트 펌프와 디퓨저 펌프에 대해 수행된 정적 유체력의 계측 결과를 나타낸다. 이 그림은 두 케이싱 형식에 대해 정적 편심의 유무의 조건에서 유량비를 파라미터로 나타내고 있다. 그림 중의 원은 정적유체력이 이 원내를 변화하는 것을 보이는 것이다. 그리고 각 좌표는 볼류트의 cut-water를 지나 수평선을 0축으로 하고 축의 회전방향으로 각도를 나타낸다. 각 원위치에 표시된 숫자는 유량율을, 그리고 정적 유체력계수  $K_r$ 은 최고효율점(BEP)에서의 양정으로 무차원화하고 있다. 또한 case I과 case II는 각각 회전차를 수평좌측방향과 수직하향방향으로 4 mm 편심을 주었을 때의 결과이며, 빗금친 원은 회전차를 케이싱 중심에 설치하였을 때의 결과이다. 이 그림으로부터 음강성 효과를 보이며 저유량

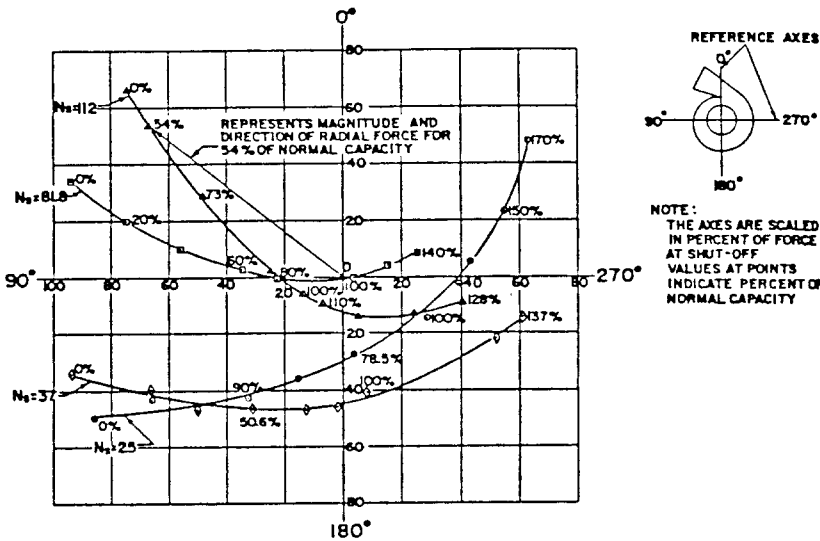


그림 5 단순 볼류트 펌프의 반경방향 추력 특성

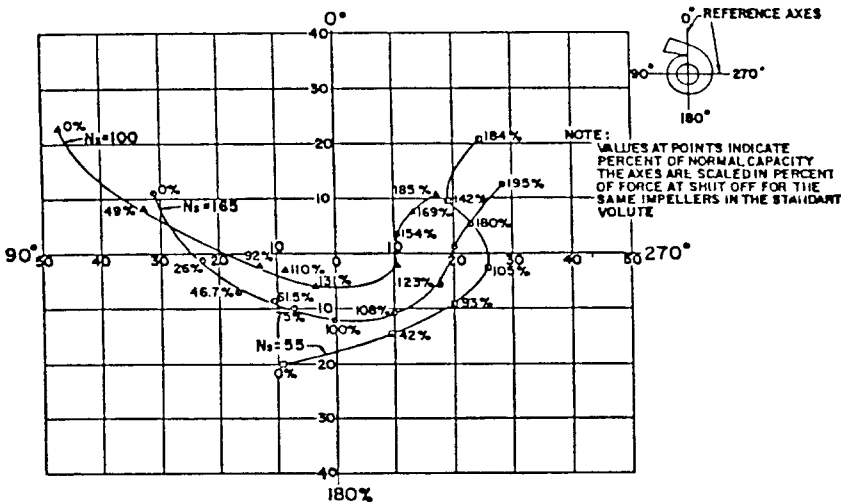


그림 6 디퓨저 펌프의 반경방향 추력 특성

영역에서는 정적 유체력의 크기와 변화량이 크게 된다. 그리고 펌프 토출유량의 변화에 따라 유체력의 방향은 복잡하게 변화하고, 정격·편심이 없는 조건에서도 유체력은 0으로 되지 않는다.

그림 9는 케비테이션이 발생하는 경우의 정적 유체력의 측정결과로서, 시험용 펌프는 9개의 vane를 갖는 다단 디퓨저 펌프에서 특정 1개의 단만으로 실험을 하였다. 펌프 케이싱이 베인을 갖는 디퓨저이

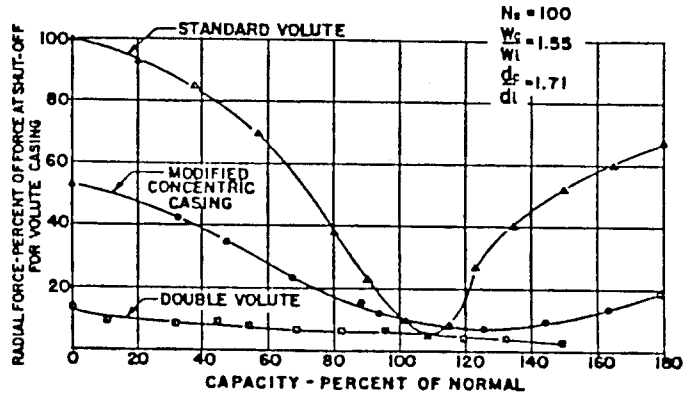


그림 7 3종류 케이싱의 정적 유체력 비교

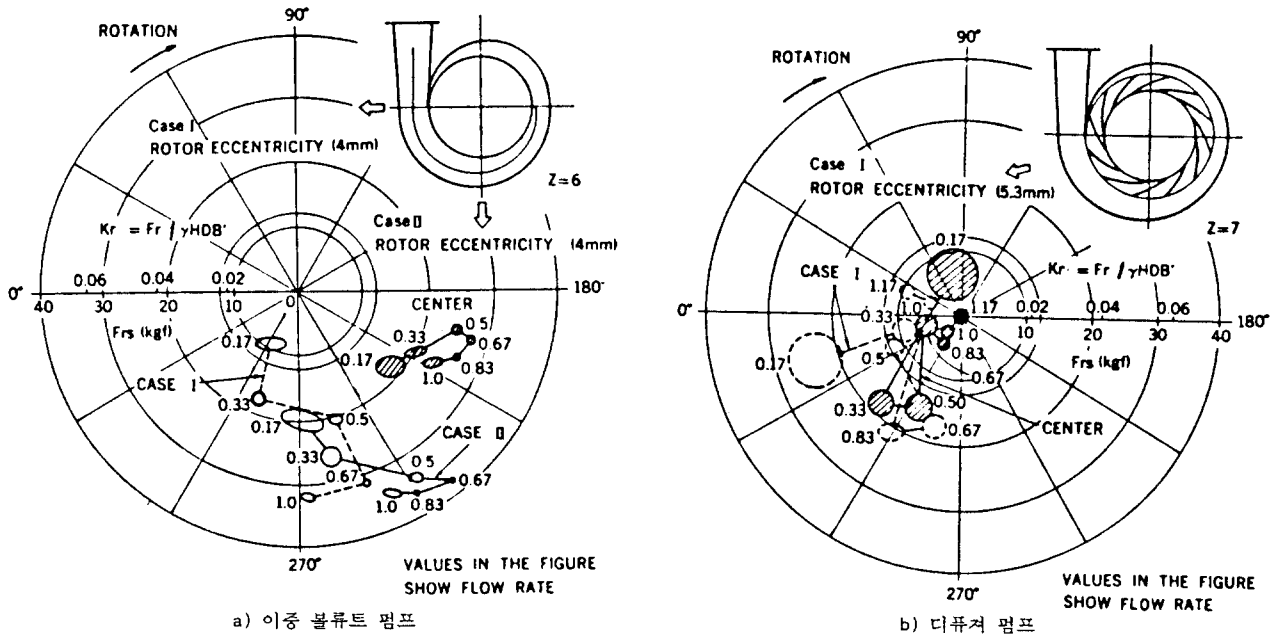


그림 8 이중 볼류트 펌프 및 디퓨저 펌프의 정적 유체력

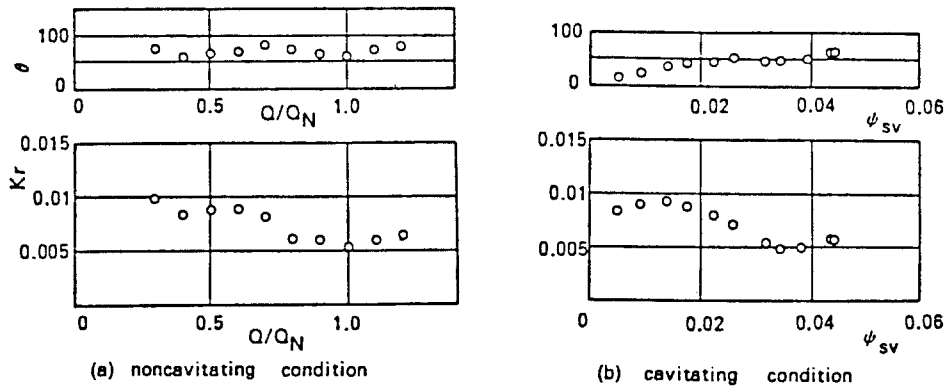


그림 9 케비테이션 발생에 따른 정적 유체력의 변화

므로 축 대칭이 되고 정적 유체력은 비교적 매우 적다. 그러므로 이 힘은 구조물의 비축대칭성이나 후류(downstream)의 영향으로 간주된다. 무차원 정적 유체력 계수 ( $K_r$ )의 값이 0.01보다 적다. 여기서 유체력 계수는  $K_r = F_0 / (\gamma D_2 B_2 H_1)$ 로 정의된다.

그림 10은 Yoshida와 Tsujimoto에 의해 수행된 3종류의 볼류트 케이싱내에 설치된 회전차의 형상은 나타낸다. 이 연구에서는 케이싱 형상의 영향, 특히 케이싱의 cut-water의 형상의 영향을 조사하기 위해, 회전차 외경과 cut-water 사이의 간격  $D_3/D_2$ 를 변경시켜 실험하고 있다. 그림 11은 그림 10의 형상에 대해 회전차 주축의 축심을 케이싱 중심에 대해 편심반경 1.5 mm로서 90°의 피치마다 이동시켜 각 위치를 고정하고 이때의 회전차에 작용하는 반경방향의 정적 추력의 방향과 크기를 vector도로 나타내고 있다.  $e/R_2 = 1.5\%$ 의 편심률의 경우 반경방향의 추력의 변화가 크고, 축심의 이동에 대해 반경방향의 추력의 변화량은 약 40° 회전차가 회전하는 방향으로 향하며 접선방향의 힘이 발생하고 있다. 그림내의  $\phi$ 는 유량 계수(flow coefficient)로서, 이는  $\pi D_2 B_2 V_2$ 로서 유량(Q)을 나누어 무차원화 시킨 값이다.

그림 12는 나선형 볼류트(volute A)를 갖는 원심회전차(impeller X)에서 발생하는 정적유체력을 유량계수(flow coefficient)  $\phi$ 에 대해 Franz 등에 의한 실험결과이다. 휘돌림 반경 1.26 mm, 휘돌림 속도비( $\Omega/\omega$ ) 0.1이다. 정적 유체력은  $\phi=0.092$ 에서 최소로 되고 있다. x축은 볼류트 중심에서 볼류트 혀끝(tongue)을 잇는 선으로 하였고, y축은 x축과 회전방향으로 수직을 잇는 축으로 정의하였

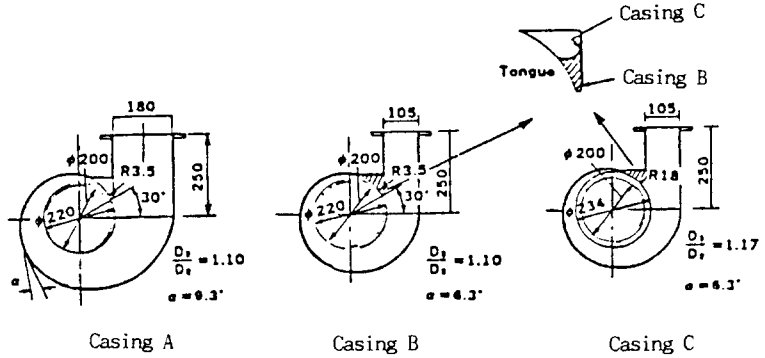


그림 10 케이싱의 형상

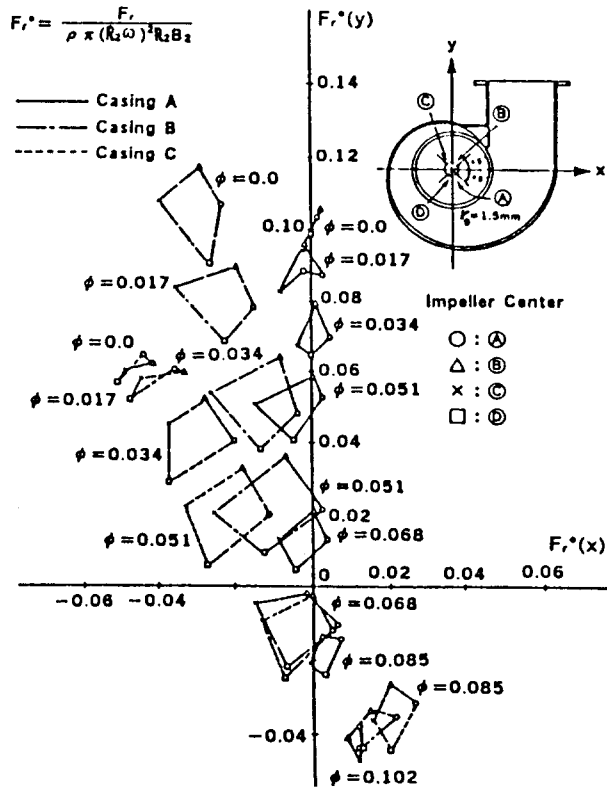


그림 11 반경방향 추력

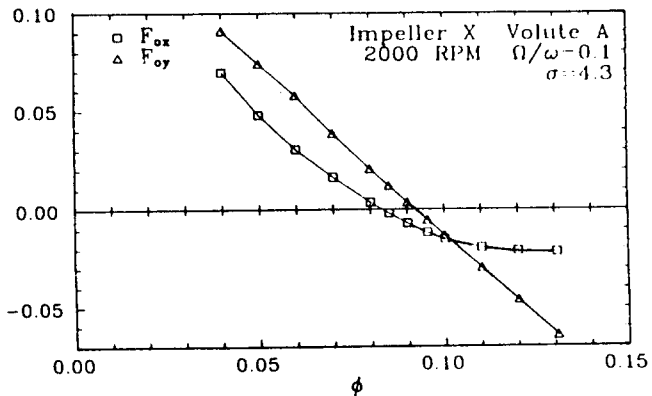


그림 12 유량계수에 따른 정적 유체력

다. x축 방향의 성분  $F_{0x}$ 는 유량 계수의 증가에 따라 선형적으로 감소하고 있고,  $F_{0y}$ 는 급격히 감소하여 포화되는 경향을 보이고 있다.

#### 4. 동적 유체력

##### 4.1 유체력의 특성

그림 13과 14는 Kanki 등에 의해 수행된 이중 볼류트 펌프와 디퓨저 펌프(multi vane diffuser pump)의 동적 유체력을 계측한 결과이다. 동적 유체력은 정적 운전조건에서는 두 케이싱 형식 모두 형식에 관계없이 정적 유체력의 크기와 거의 같은 값을 갖는다. 그러나 저유량 영역에서는 정적 유체력보다 훨씬 크게 되고, 그 변동량도 크게 된다. 이 경향은 볼류트 펌프보다 디퓨저 펌프에서 훨씬 강하다.

그림 15는 저유량 영역에서 동적 유체력이 크게 발생하는 디퓨저 펌프의 경우 유체력의 시간응답파형을 나타내며, 그림 16은 이에 대한 주파수 분석 결과를 보인다. 이 파형은 주기성이 결여된 복잡한 형태를 보이며[ 주된 주파수 성분은 회전 주파수( $N=25\text{Hz}$ )의  $1/5$ 에서  $1/10$ 까지의 저주파수 성분과  $Nz$  성분( $z$ : 회전차 갯수)의 회전수 고주파 성분이다. 이를 보다 자세히 검토하기 위해 상기 두 종류의 케이싱 형식에 갯수( $z$ )가 6개와 7개인 경우의 저주파수 성분(그림 a)과  $Nz$  성분(그림 b)을 분리하여 유량비에 대해 나타낸 것이 그림 17이다. 이중 볼류트 펌프에서는 저주파수 성분은 디퓨저 펌프에 비해 매우 적다. 디퓨저 펌프는 갯수에 따라 동적 유체력의 크기가 크게 좌우되고, 특히 저주파수 성분이 매우 크게 된다. 이중 볼류트 펌프는 갯수가 홀수( $z=7$ )인 경우에 저유량 영역에서  $Nz$ 성분이 매

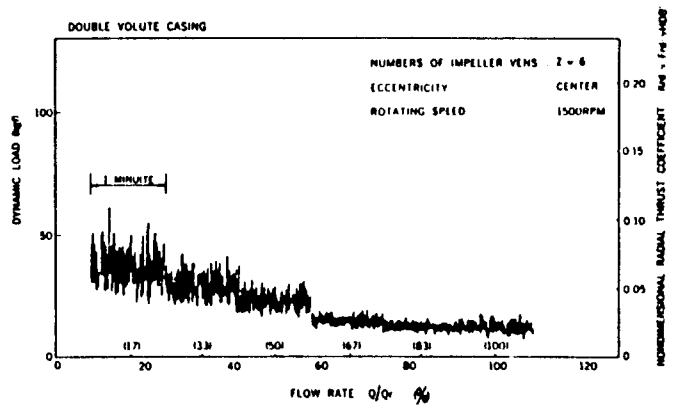


그림 13 이중 볼류트 펌프의 동적 유체력

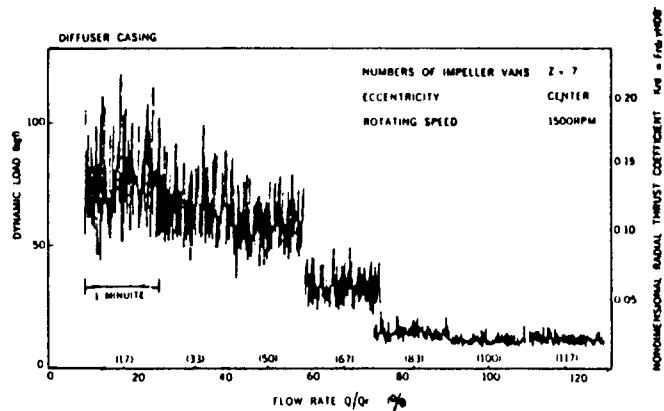


그림 14 Multi-vane 디퓨저 펌프의 동적 유체력

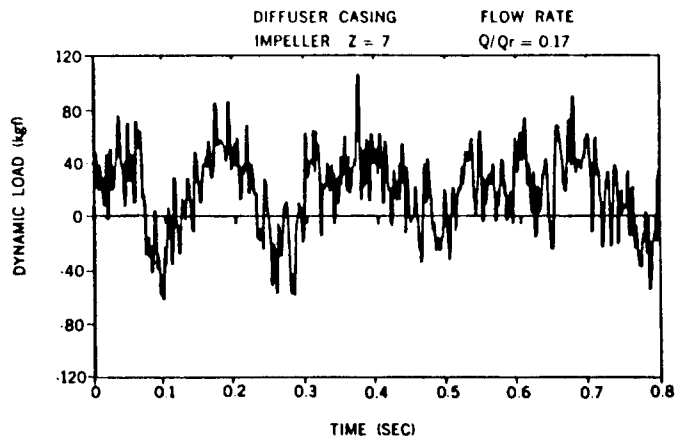


그림 15 동적 유체력의 파형

우 크게 증가되는 특성을 보인다.

그림 18은 Shoji와 Ohashi에 의해 수행된 연구결과이다. 실험용 회전차는 A, B 두 종류로서 베인

각이 각각  $68^\circ$  및  $60^\circ$ 이고, vaneless 디퓨저 케이싱에 회전차의 외경( $D_2$ ) 350 mm, 내경( $D_1$ ) 35 mm, 베인수 6개이다. 실험조

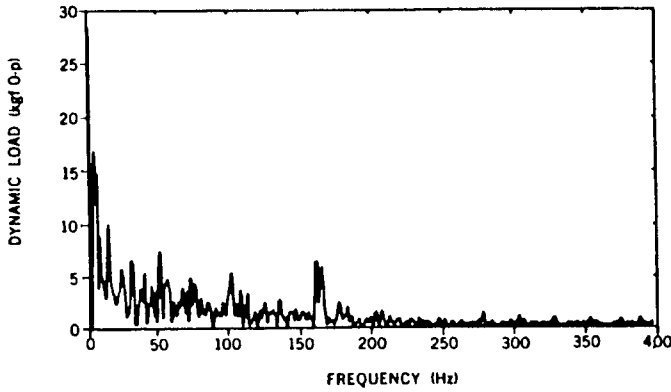


그림 16 동적 유체력의 스펙트럼

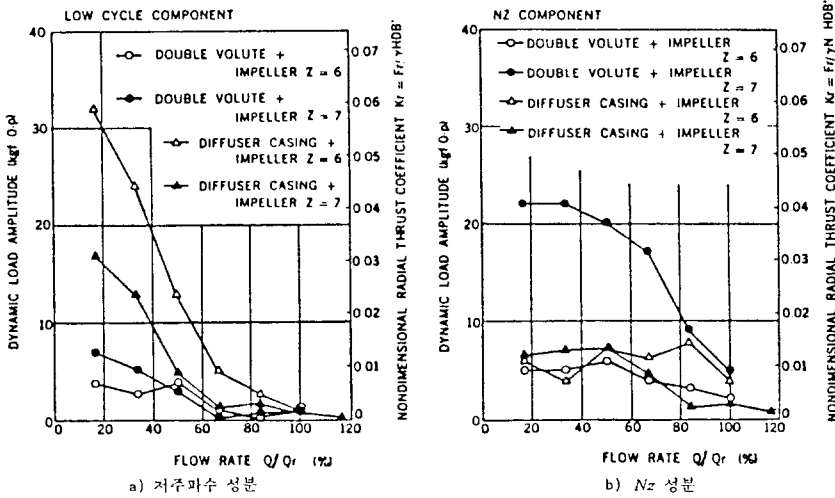


그림 17 주파수 성분에 따른 동적 유체력

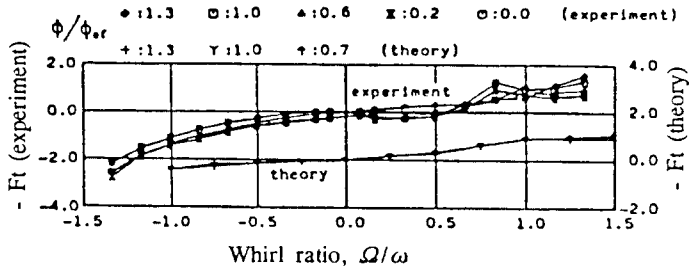
전으로는 회전속도( $\omega$ ) 525 rpm, 휘돌림 속도( $\Omega$ ) -683~+683 rpm ( $-1.3 < \Omega/\omega < 1.3$ )에 휘돌림 반경( $r_0$ ) 1.5 mm이다. 파라미터로는 무충돌 유량계수(shockfree flow coefficient)  $\varphi_{sf}$ 로서 유량계수  $\varphi$ 를 나눈 값, 즉  $\varphi/\varphi_{sf}=1.3, 1.0, 0.6, 0.2$  및 0.0의 유체조건에 대한 값이다. 무충돌 유량계수는 유량-양정의 특성곡선으로부터 회전차 A가 약 0.1, 회전차 B가 0.145로, 베인각이 큰 회전차가  $\varphi_{sf}$ 가 적고, 또 전양정도 낮다. 접선력의 특성을 보면, 휘돌림 속도 비와 함께 증가하고 있고, 전향 휘돌림( $\Omega/\omega > 0$ )에서는  $F_t < 0$ , 후향

휘돌림( $\Omega/\omega < 0$ )에서는  $F_t > 0$ 로 되어 접선력은 그림 3의 여진조건에 따라 어느 방향의 휘돌림에 대해서도 감쇠력으로 작용하고 있다. 이론결과도 전향 휘돌림의 경우는 정성적으로 잘 일치하고 있으나, 후향 휘돌림에서는 실험치의 1/2정도 적은 값으로 평가된다. 유량계수의 변화에 따른 접선력의 변화는 비교적 적으나 유량이 적게 될수록 감소하는 경향을 나타내며  $\varphi/\varphi_{sf} < 0.6$ 의 저유량 영역에서는  $\Omega/\omega$ 가 0.0~0.5의 범위에서  $F_t > 0$ 로 된다. 즉 위험 속도의 2배이상에서 회전하는 탄성축에서 회전차가 저유량영역에서 운전되면, 휘돌림 유

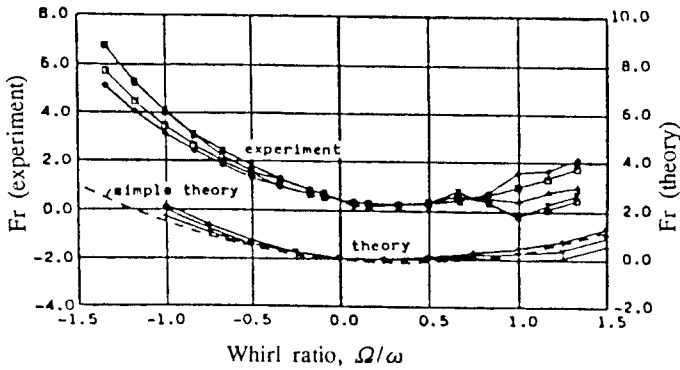
체력이 여진력으로 작용하여 진동을 증가시키게 된다. 베인각에 따른 회전차 A와 B사이에는 큰 차이를 보이지 않고 있으나 양정계수가 적은 회전차 A가 약간 넓은 여진력 구간을 갖는다. 이 접선력이 저유량 영역에서 여진력으로 되는 것은 유체력의 격심한 변동(fluctuation)에 의한 것으로 생각된다. 예로  $\Omega/\omega < 0.5$ 에서는 회전차의 선회실속(stall) 영역의 이동과 휘돌림운동이 동기화(synchronize)될 가능성이 있고, 불규칙적으로 변동하는 유체력이 확률적으로 여진접선력을 발생시킬 가능성이 있다. 무차원 반경력( $F_r$ )은 후향휘돌림의 경우가 그 값이 크고,  $\Omega/\omega=0.4 \sim 0.5$ 에서 최소치를 갖는다. 이론치와는 정성적으로 잘 일치하나 그 크기는 실험치가 1.5~2배 정도 크다. 전향휘돌림에서는 유량이 증가할수록 반경력이 크게 되고, 후향휘돌림의 경우는 역의 경향을 보인다.  $F_r$ 은 방향은 전 실험구간에서 대부분 양의 값, 즉 축을 휘도록하는 힘으로 작용하나,  $\Omega/\omega > 1$ 에 저유량 영역에서 운전될 때에는 음이 되는 경우도 발생한다.  $\Omega/\omega=1$ 에서는 자전속도(축회전속도)와 공전(휘돌림)속도가 일치하고, 회전차의 상대흐름은 정상으로 되어 베인후연(trailing edge)으로부터 자유소용돌이(free vortex)의 방출이 소멸된다. 베인각이 큰 회전차 A가 B보다 큰 반경력을 발생시킨다. 이러한 반경력은 회전차의 부가질량에 작용하는 휘돌림 원심력에 의해 생기게 된다.

그림 19는 Franz 등이 Jery와 동일한 실험장치를 이용하여 유체력에 미치는 케비테이션의 영향을 조사한 것이다. 실험은 케비테이션이 발생하지 않는 경우와 3% 수두손실(head loss)이 있는 경우이다. 실험 data는 2차 함수로 곡선접합



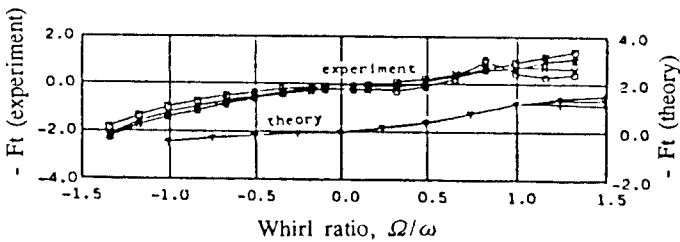


Whirl ratio,  $\Omega/\omega$



Whirl ratio,  $\Omega/\omega$

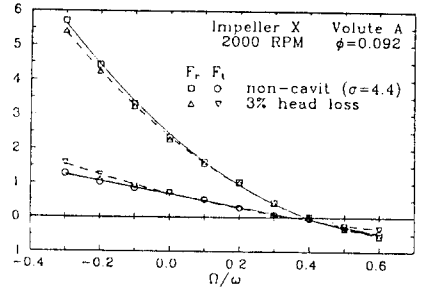
(a) 베인각 68°의 경우



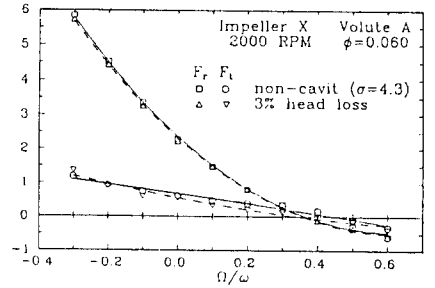
Whirl ratio,  $\Omega/\omega$

(b) 베인각 60°의 경우

그림 18 베인각에 따른 무차원 동적 유체력



a)  $\phi=0.092$ 의 경우



b)  $\phi=0.060$ 의 경우

그림 19 캐비테이션 발생에 따른 동적 유체력의 변화

하고, 후향 휘돌림에서는 약간 증가하는 경향을 보이며 불안정화 휘돌림 속도비의 구간은 실제유량에서는 거의 변화를 보이지 않으나, 부분유량에서는 비캐비테이션의 경우보다 약간 감소하고  $\Omega/\omega=0.0\sim 0.35$  정도가 된다. 그림에는 나타내지 않았으나 실제유량보다 많은 과대유량 영역( $\phi=0.120$ )에서는 접선력의 불안정화 휘돌림 속도 영역이  $\Omega/\omega=0.0\sim 0.3$ 으로, 유량계수의 증가에 따라 감소하는 경향을 보인다.

그림 20은 동적 유체력에 대한 캐비테이션의 영향을 실험적으로 조사한 결과이다. 시험용 펌프는 단단펌프로 양정 98.4m, 유량  $0.118\text{m}^3/\text{s}$ , 회전속도 2500rpm이며, 회전차 깃수 5, 디퓨저 베인수는 9개이다.

그림은 펌프양정의 변화에 따른 동적유체력의 특성을 유량비( $Q/Q_r$ ) 0.4~1.2의 범위에 대해 나타내었다. 여기서  $Q_r$ 은 정격유량

(curve fitting)하여 나타내고 있다. 접선력 ( $F_t$ )의 경우, 전향휘돌림( $\Omega/\omega>0$ )에서 실제유량( $\phi=0.092$ )에서는  $\Omega/\omega=0.0\sim 0.4$  구간에서, 그리고 부분유량( $\phi=0.060$ )에서는  $\Omega/\omega=0.0\sim 0.45$ 에

서 휘돌림과 같은 방향이 되고 불안정화 작용을 하게 되며, 그 이상의 휘돌림 속도비에서는  $F_t<0$ 로 돼어 다시 안정화 작용을 하게 된다. 3% 수두손실에서는 전향휘돌림에서 접선력의 크기가 약간 감소

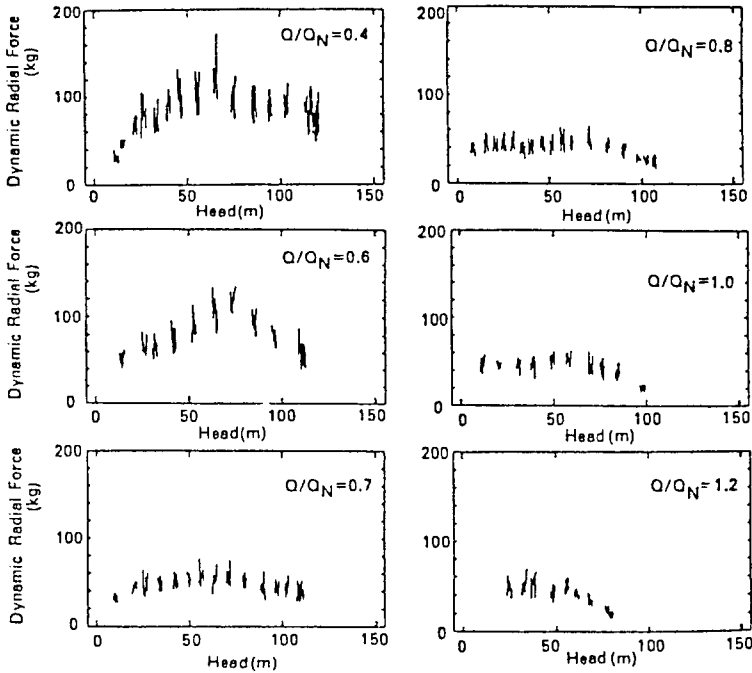


그림 20 동적 유체력에 대한 케비테이션의 영향

(rate flow)이고,  $Q$ 는 임의 유량이다. 이들 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

(1) 동적 유체력은 유효 흡입수두(NPSH)가 감소하면 증가하게 된다.

(2) 케비테이션의 영향은 유량에 따라 다르다. 100% 정격유량에서 NPSH가 감소하므로서 유체력의 최대치에 곧 도달하게 되고, 양정이 완전히 break down될 때까지 그 값은 유지된다. 한편 60% 유량이나 그 이하에서는 NPSH가 감소함에 따라 점차 증가하고 그 최대치에 도달한 후 매우 낮은 값으로 점차 감소하게 된다. 이러한 경향의 차이는 흐름 패턴의 변화, 즉 부분유량운전에서 역류(reverse flow)의 발생의 결과에 기인하는 듯하다.

(3) 동적 유체력의 변동폭은 유량이 감소할수록 증가하게 된다.

그림 21은 동적 유체력의 증가현상을 보다 명확히 하기 위해 정지

좌표계에서 주파수 분석(FFT analysis)한 결과이다. 이 힘들은 회전주파수 성분( $N$ )과 회전차 갯수( $z=5$ )와 회전주파수의 곱인  $Nz$  성분들로 이루어지고 있음을 알 수 있고 유량이 감소 할수록 이들 성분이 탁월하게 된다. 케비테이션

조건에서 이들 random한 성분들은 크게 된다. 설계유량( $Q/Q_r=1.0$ )에서는  $N$ 과  $Nz$ 주위의 random 성분은 비케비테이션 상태에서는 거의 관찰되지 않으나 NPSH가 감소하게 되면 이들 성분이 탁월하게 증가하고 있다. 그러나 NPSH를 과도하게 감소시키면 이들 성분을 매우 적게 할 수 있다. 이와 같이 동적유체력이 증가하는 경향은 회전차 출구에서 불균일한 케비테이션에 기인한다. 동적 유체력은 회전차 출구 주위에서의 정적 압력의 불균형에 의해 발생하고, 회전차 출구에서 cavity와 역류의 상호작용이 부분유량에서 동적 유체력을 격렬하게 하는 것으로 생각된다. 이러한 힘은 심한 케비테이션 조건에서도 고주파수 성분을 포함하고 있지 않는데, 압력 맥동(pressure pulsation)이나 토크 맥동의 경우는 통상 고주파수 성분이 발생하게 되고, 이것이 큰 차이로서 실제 펌프에서 상대진단에 유용한 정보가 된다.

그림 22는 양정비( $H/H_r$ )와 유량비( $Q/Q_r$ )에 대한 동적 유체력 선도를 나타낸다. 그림에서 숫자는

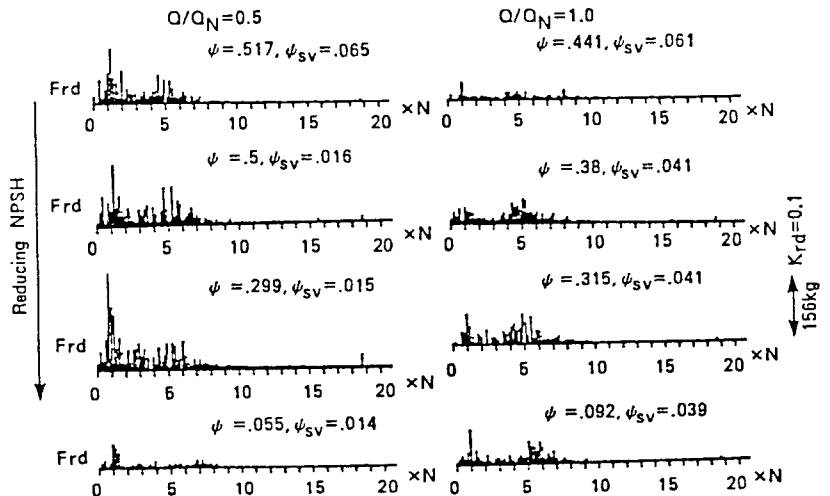


그림 21 동적 유체력의 스펙트럼

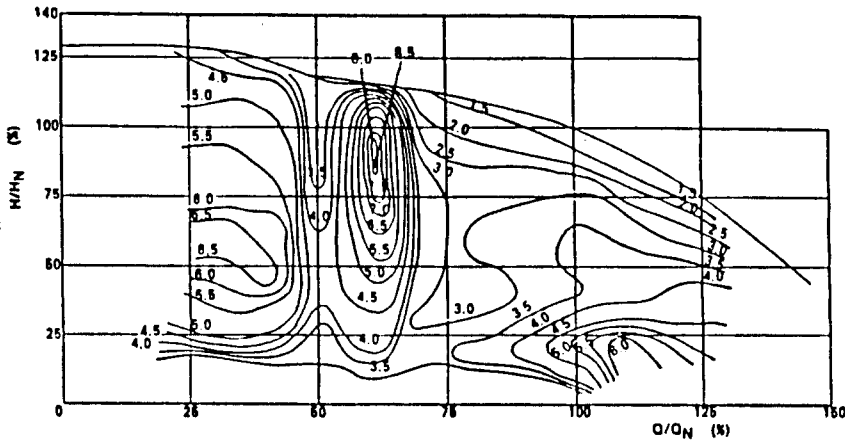


그림 22 동적 유체력 선도

유체력의 크기를 최고효율점 (BEP)의 값으로 정규화한 값이다. 그림의 선은 동일한 크기를 갖는 등고선을 보인다. 그림에서 알 수 있듯이 60% 유량율과 30% 양정의 breakdown에서 동적 유체력이 최대로 되고 양정이 15% 이하에서는 유량비에 관련없이 일정한 특성을 보이고 있다.

4.2 동적 계수의 특성

펌프축계를 진동해석하여 고유진동수, 고유모드, 감쇠율, 안정성해

석 및 진동응답 등을 조사하기 위해서는 축심의 임의의 운동에 대한 회전차부에서 발생하는 유체력을 진동해석 모델링에 널리 이용되고 있는 matrix 형식(식 12)으로 표시할 필요가 있다. 지금까지의 실험들에서는 회전차가 원궤도(circular orbit)를 휘도는 경우에 대해서만 수행되어져 왔으나, 유체력이 축심의 변위, 속도 및 가속도에 비례하는 것으로서 선형성을 가정하면 그 결과를 일반화 하는 것이 가능하다. 이제 축심 O의 절대중심

에 대한 좌표를  $x, y$ 로 하고(그림 1), 이에 대한 유체력  $F_x, F_y$ 를 다음의 선형관계로 표현한다. 무차원 동적 유체력 성분만을 다시 표현하면

$$\begin{Bmatrix} F_x^* \\ F_y^* \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} \quad \text{강성} \\ - \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} \quad \text{감쇠} \\ - \begin{bmatrix} m_{xx} & m_{xy} \\ m_{yx} & m_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad \text{부가질량} \quad (12)$$

여기서  $x = r_0 \cos \Omega t, y = r_0 \sin \Omega t$ 이다. 휘돌림 유체력이 선형이고 또한 반경력( $F_r$ )과 접선력( $F_t$ )의 궤도 위상각( $\Omega t$ )에 관계하지 않는다고 하면, matrix 요소 사이에는 다음 관계식이 성립한다.

$$\begin{aligned} m_{xx} &= m_{yy}, m_{xy} = -m_{yx}, \\ c_{xx} &= c_{yy}, c_{xy} = -c_{yx}, \\ k_{xx} &= k_{yy}, k_{xy} = -k_{yx} \end{aligned} \quad (13)$$

이들 계수에 대한 지금까지 발표된 실험 data의 한 예로서 Jery 등의 결과를 그림 23에 나타낸다. 그림

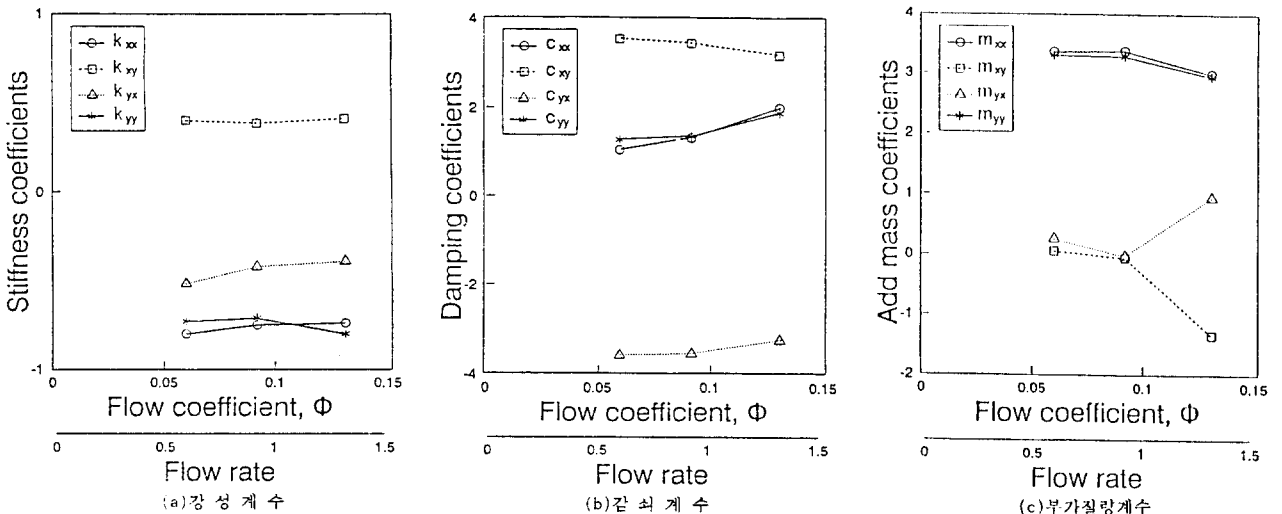


그림 23 동적 계수의 실험결과

에서 알 수 있듯이 식 (13)의 관계가 엄밀하게 성립되지 않으나 거의 같은 경향을 보이고 있다.

#### 4. 맺음말

케이싱 내에서 휘돌림 운동을 하는 회전차에서 발생하는 유체력의 정적 및 동적성분의 특성에 관해 지금까지의 실험 및 이론 연구결과를 검토하였다. 휘돌림 유체력의 접선( $F_t$ ) 성분은 대부분의 조건에서는 휘돌림을 억제시키는 안정화력으로 작용한다. 그러나 저유량 영역에서 운전되고 위험속도의 2배 이상의 고속에서 회전하는 경우는 접선력이 여진력으로 작용하여 impeller whip을 일으킬 수 있다. 유체력의 반경력( $F_r$ ) 성분은 회전차의 편심에 대한 음의 강성효과(decentering effect), 즉 축을 더욱 변형하도록 하지만, 휘돌림 속도비( $\Omega/\omega$ )가 1보다 크고 저유량 영역에서 운전될 때는 반경력이 음의 값이 되고 축을 원상태로 돌리려는 작용(centering action)을 하게 된다. 그러나 현재까지의 자료들은 실험장치 및 실험조건 등에 따라 다르고 아직 일반화된 결과에는 이르지 못하고 있다. 이론해석의 경우도 실험치와 많은 편차를 보이고 있으며, 복잡한 수치계산을 수행해야 하는 번거름이 있고, 앞으로 많은 연구가 수행 되어져야 할 부분이다. 따라서 설계계산시는 간이 근사식이나 실험자료를 기초로 하여 개략적인 값을 추정하여야 한다. 다행스러운 것은 회전차부에서 발생하는 불안정한 유체력의 크기가 비접촉 시일부보다 상당히 적고, 회전차 특성 자체만에 의해 불안정 진동이 발생한 예는 보고되지 않고 있는 실정이다. 그러나 현재

의 발전 추세로 보면, 향후 이 부분의 특성이 상당히 영향을 미칠 수 있으므로 이러한 부분에 대한 꾸준한 연구와 실험자료들을 축적해야 할 필요가 있다.

#### 참고문헌

- (1) 양보석, 회전기계진동의 최근의 연구동향, 한국박용기관학회지 16(1), pp. 18~26, 1992.
- (2) Stepanoff, A. J., Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Wiley & sons, 1975.
- (3) Agostinelli, A. et al., Trans. ASME, J. of Eng. for Pow., pp. 120~126, 1960.
- (4) Hergt, P. and P. Krieger, KSB Report, April 1970, 1971.
- (5) Grein, H. et al., Sulzer Technical Review, 57(1), Jan. 1975.
- (6) Makay, E. and Szamody, O., EPRI Report, FP-754, April 1978.
- (7) Makay, E. and Ewers, B., Power 119(3), pp. 21~25, 1975.
- (8) Black, H. F., Trans. ASME, J. of Eng. for Ind. pp. 1076~1084, Aug. 1974.
- (9) Kanki, H. et al., ASME Paper 81-DET-71, 1981.
- (10) Uchida, N. et al., Bull. of JSME, 14(76), 1971.
- (11) Hergt, P. and Krieger, R., Proc. I Mech E, Vol. 184, Pt 3N, 1969/70.
- (12) Gopalakrishnan, S., Bently Symposium, 1985.
- (13) Ohashi, H., NASA Conf. Pub., 2338, pp. 109, 1984.
- (14) Ohashi, H. and Shoji, H., Trans. ASME, J. of Fluids Eng., 109, pp. 94(1st Report), pp.

- 100(2nd Reprt), 1987.
- (15) Jery, B. and Acosta, A. J. et al., NASA Conf. Pub., 2338, pp. 137, 1984.
- (16) Franz, R. et al., Trans. ASME, J. of Fluids Eng., 112, pp. 264, 1990.
- (17) Chamieh, D. S. et al., Trans. ASME, J. of Fluids Eng., 107, pp. 307, 1985.
- (18) Bolleter, U. et al., Trans. ASME, J. of Vibration, 109, pp. 144, 1987.
- (19) Adkins, D. R. and Brennen C. E., Trans. ASME, J. of Fluids Eng., 110, pp. 20, 1988.
- (20) Buehlmann, E. T. et al., I Mech E C289/88, pp. 281~290, 1988.
- (21) Yoshida, Y. and Tsujimoto, Y., Mitsubishi Technical Report.
- (22) Tsujimoto, Y. et al., Trans. JSME, 52(481), pp. 3159, 52(483) B pp. 3747, 1986.
- (23) Kawata, Y. et al., 12th IAHR Symposium, pp. 305~315, Aug. 1984.
- (24) Colding-Jorgensen, J., NASA CP 2133, pp. 249~265, 1980.
- (25) Thompson, W. E., Trans. ASME, J. of Fluids Eng. 100(1), pp. 73~78, 1978.
- (26) Chamieh, D. S., Ph. D. Thesis, California Institute of Technology, 1983.
- (27) Miskovish, R. S. and Brennen, C. E., Trans. ASME, J. of Fluids Eng. 114(4), pp. 632~637, 1992.
- (28) Yoshida, Y. et al, Trans. JSME, 58(547), pp. 696~703, 1992.