

<논 문>

## 인듀서 입구각이 캐비테이션 유동과 흡입성능에 미치는 영향

이선기\* · 정진도\*

(1995년 8월 11일 접수)

### Influence of Inducer Inlet Angle on Cavitation Flows and Suction Performance

Sun-ki Lee and Jin-do Chung

**Key Words :** Cavitation(캐비테이션), Suction Performance(흡입성능), Unsteady Pressure Distribution(비정상 압력분포), Inducer(인듀서), Separation(박리), Stall(실속)

#### Abstract

In order to understand the influence of the inducer inlet angle on cavitation and suction performance, experiments were carried out for two kinds of inducer, which had the same outlet angle distribution, length and number of inducer blades. The results showed that the change of inducer inlet angles influenced not only internal flow conditions but also cavity flow and suction performance. The improvement of suction performance by using inducer were also discussed.

기 호 설 명	그 리 스 문 자
$C$ : 절대유속 [m/s]	$\delta$ : 위상각 [deg.]
$C_m$ : 자오면 단면유속 [m/s]	$\rho$ : 물의 밀도 [kg/m <sup>3</sup> ]
$C_u$ : 원주방향 유속 [m/s]	$\omega$ : 각속도 [s <sup>-1</sup> ]
$C_i$ : Fourier $i$ 차 계수	$\eta$ : 효율 [%]
$C_p$ : 압력계수	$\beta_1$ : 인듀서 입구각 [deg.]
$f$ : 측정 압력파형	$\beta_2$ : 인듀서 출구각 [deg.]
$g$ : 중력가속도 [m/s <sup>2</sup> ]	$\sigma$ : 현열비
$H$ : 전 양정 [m]	
$H_{sv}$ : 필요 NPSH [m]	하첨자
$L$ : 축동력 [kW]	S.S. : 부압면
$NPSH$ : 유효 흡입양정(hav, Net Positive Suction Head) [m]	P.S. : 압력면
$p$ : 정압 [Pa]	1 : 흡입측
$Q$ : 유량 [m <sup>3</sup> /min]	2 : 토출측
$t$ : 주방향 좌표	
$s/L$ : 비정상 압력측정위치	
$U_2$ : 인듀서 외주의 원주속도 [m/s]	
$z$ : 인듀서 익수	

#### 1. 서 론

최근의 에너지절약 관점에서 유체기계의 고속-소형화가 매우 강하게 요구되고 있지만, 펌프의 경우

\*회원, 한국전력공사 전력연구원

캐비테이션이 커다란 장애가 되고 있다. 캐비테이션의 발생으로 인해 펌프는 양정 및 효율이 떨어지고 소음진동이 발생하며, 장시간 운전시 침식에 의한 임펠러나 케이싱이 손상되는 등 치명적인 결과가 발생하기도 한다. 캐비테이션의 대책으로써 임펠러 입구측 유로나 임펠러 익수, 형상을 고려한 설계가 행해지고 있지만, 넓은 유량 범위에서 현저한 효과를 나타내기에는 한계가 있는 실정이다. 또한, 최근에는 캐비테이션 발생 장소에 고압의 물을 주입하는 방법 등이 제시되고 있지만, 장치가 거대화되고 구조가 복잡하게 되는 단점도 내포하고 있다.<sup>(1)</sup>

한편, 우주로켓 엔진의 연료 공급용으로 개발된 인듀서(inducer)가 캐비테이션의 대책으로써 유효함이 증명되어 최근에 비교적 널리 사용되어지고 있다.<sup>(2)</sup> 인듀서는 주펌프 임펠러 직전에 설치되는 축류 임펠러의 일종으로 큰 현열비를 갖고 있으며, 점성이 큰 유체의 이동에 단독으로도 사용되고 있다. 인듀서에 관한 연구는, 인듀서에 의한 흡입성능 개선의 유효성과 성능의 예측, 인듀서 설계 파라미터의 영향 등 비교적 활발한 연구가 행해져 설계에 유효한 데이터가 축적되고 있다.<sup>(3~5)</sup> 그러나, 인듀서 내부의 복잡한 캐비테이션 유동상태 및 그 비정상성,<sup>(6,7)</sup> 특히, 부분유량역 성능을 지배하는 2인자로 알려진 인듀서 내부 입출구부의 역류(inverse flow) 및 박리(separation)-실속(stall) 등과의 상관에 대해서는 해명해야 할 문제가 많이 남아 있는 상태이다.<sup>(8)</sup>

본 연구에서는 인듀서 길이, 익수, 출구각이 동일한 상태에서 인듀서의 입구각만을 변경시켜 인듀서 입구각의 변경이 인듀서 내부의 유동상태 및 캐비테이션의 발생, 발달상황과 펌프의 흡입성능에 미치는 영향에 대해서 검토하였다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

Fig. 1은 본 연구에 사용한 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험장치는 압력탱크, 인듀서, 원심펌프, 대유량 운전시 운전을 보조하는 부스터펌프, 유량측정용 터빈유량계를 통해 압력탱크로 돌아오는 회류형이다. 또한, 압력탱크의 압력을 조절하기 위한 다단펌프, 제트펌프, 수조로 구성된 별도의 장치가 설치되어 있으며, 이 장치를 이용하여 압력탱크 내부의 압력을 거의 진공에 가까이까지(약

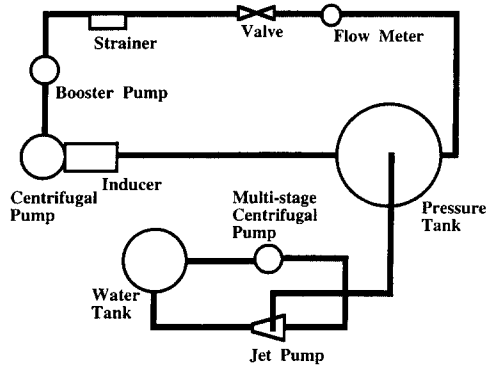
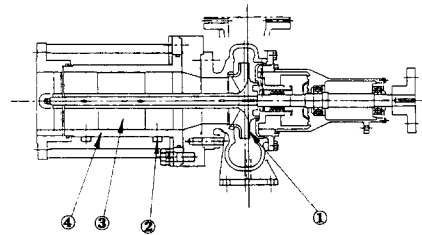


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus



- ① Pump impeller
- ② Holes for pitot tube
- ③ Inducer
- ④ Acryl casing

Fig. 2 Sectional view of test pump with inducer

-9.5 m 수두) 조절할 수 있다.

Fig. 2에는 인듀서와 실험용 펌프의 구조를 나타낸다. 인듀서 외벽은 캐비테이션의 발생·발달 상황을 관찰할 수 있도록 투명한 아크릴로 되어 있으며, 인듀서는 Tip 측 직경 124 mm, Hub 측 직경 32 mm, 축방향 길이 100 mm, 인듀서 임펠러 익수 2장이다. 한편, 인듀서 외주와 케이싱 사이의 간격은 각 인듀서에 있어서 0.3 mm 일정으로 설치하였다.

인듀서의 입구 및 출구각의 설계 방침은 다음의 식 (1)이 성립하도록 설계하였다.

$$\begin{aligned} r_1 \cdot \tan \beta_1 &= (r_1 \cdot \tan \beta_1)_t \\ r_2 \cdot \tan \beta_2 &= (r_2 \cdot \tan \beta_2)_t \end{aligned} \quad (1)$$

즉, 입구각은 인듀서 IND(A)의 설계점 유량에 있어서, 임의의 반경  $r$ 에 대하여 무충돌로 유입하도록 입구각  $\beta_1$ 을 설정하였으며, IND(B)에 대해서는 IND(A)의 설계점 유량의 120%에서 무충돌 유입하도록 설정하였다. 한편, 출구각은 각 인듀서

**Table 1** Inducer inlet and outlet angle [deg.]

Inducer	IND(A)	IND(B)
Inlet angle	11.9	16.2
Outlet angle	11.9	11.9
Solidity	2.49	2.12

**Table 2** Specification of centrifugal pump

Inlet diameter	100 mm
Outlet diameter	80 mm
Capacity	2.3 m <sup>3</sup> /min
Total head	30 m
Speed	3600 rpm
Stage	1

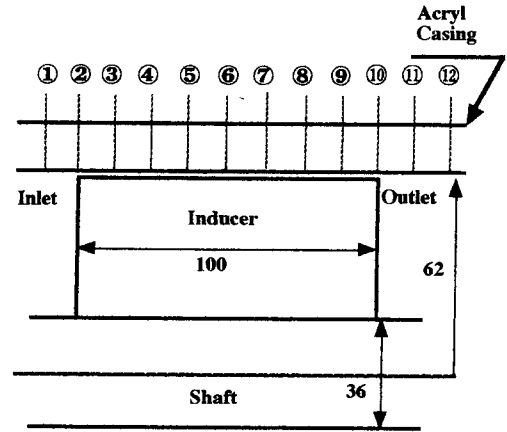
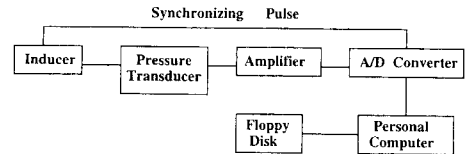
모두 자유 Vortex 형식을 취했으며, 이것은 익이 무한대일 경우, 임의의 반경  $r$ 에 있어서 이론양정이 반경  $r$ 의 제곱에 비례함을 나타내고 있다. 실험에 사용한 인듀서 및 원심펌프의 제원을 Table 1, Table 2에 나타낸다.

실험은, 상기 2종류의 인듀서에 대하여 일반성능 실험, 흡입성능실험, 5공 피토-관에 의한 인듀서 입출구의 유속분포 측정과 더불어 인듀서 입구 직전에서부터 출구 직후까지의 벽면에 합계 12개의 압력 측정공을 설치하여 인듀서 벽면의 비정상 압력 측정을 하였다.

펌프의 흡입압은 인듀서 상류 플랜지로부터 100 mm 상류의 압력측 정공으로부터 측정하였으며, 토출압은 펌프 출구 플랜지로부터 70 mm 하류에서 측정하였다. 한편, 유속 분포 측정시 사용된 5공 피토-관은 풍동을 이용하여 검정이 행하여졌으며, 본 실험에서의 차압은 Ohkura Rosemount사의 차압 전송기를 디지털 표시계에 연결하여 측정하였다. 축토크는 펌프축에 연결된 토크 검출기로 측정하였다.

비정상 압력측정에는 스위스 Kistler사의 소형 수정 압력변환기를 사용하였으며, 샘플링주파수는 13.6 kHz이다. Fig. 3, Fig. 4에 인듀서 벽면의 비정상 압력측정위치와 측정의 블럭선도를 나타낸다.

인듀서 내부 캐비테이션의 발생·발달 과정은 인듀서 외주의 투명한 아크릴 케이싱에 스토로보스

**Fig. 3** Measuring position of unsteady pressure**Fig. 4** Measuring system of unsteady pressure

코프를 조사함으로써 관찰하였으며, 동시에 사진 촬영도 병행하였다.

본 연구의 모든 실험은 회전수 3000 rpm의 일정 조건하에서 JIS-B8302, JIS-Z8762, JIS-B8301을 참조하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 일반 특성 및 내부의 유동상태

Fig. 5에 캐비테이션이 발생하지 않은 상태에서 측정된 각 인듀서 및 원심펌프 단독의 일반성능 곡선을 나타낸다.

먼저, 효율( $\eta$ )은 원심펌프 단독의 경우가 전 유량역에서 가장 높은 값을 나타내고 있으며, 인듀서의 입구각을 크게 설계한 IND(B)의 효율 저하가 현저히 나타나고 있다. 또한, 최고 효율을 나타내는 유량은 원심펌프 단독의 경우와 IND(A)가 거의 같은 유량으로 1.7 m<sup>3</sup>/min 부근인 반면, IND(B)는 인듀서 입구각의 크기를 반영하여 대유량역인 1.9 m<sup>3</sup>/min 부근으로 이동하고 있다.

축동력(L)은 대유량역에서는 거의 일치한 값을 나타내고 있지만, 대유량역 이외의 유량역에서는 효율과 반대의 경향을 나타내고 있다.

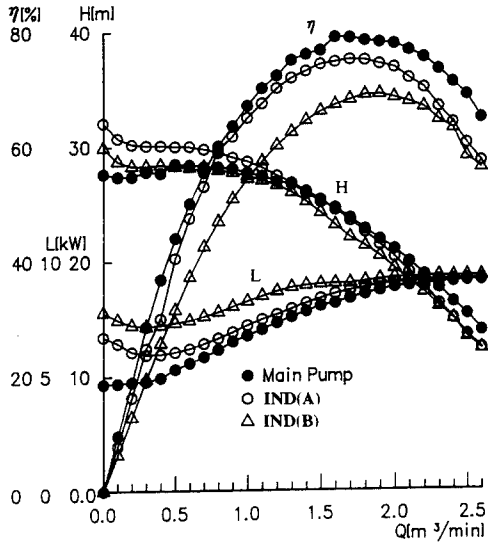


Fig. 5 Pump characteristics

양정(H)은 대유량역에서는 원심펌프 단체가 약간 높은 값을 나타내고 있으나, 부분유량역에서는 IND(A)가 높은 값을 나타내고 있다. 한편, 입구각을 크게한 IND(B)는 부분유량역에서의 양정이 가

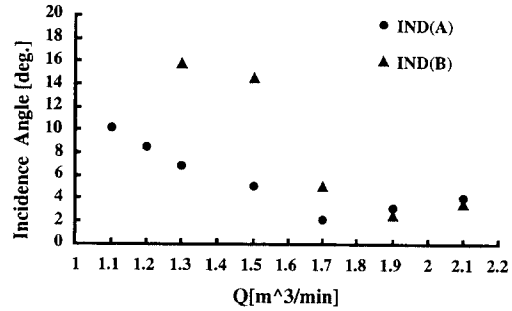


Fig. 6 Variations of incidence angles at inducer tip side

장 낮다. 이것은 Fig. 7(b)에서 나타나는 바와 같이 반경이 큰곳(tip side)에서 원주방향 유속( $Cu_2$ )이 증가함으로 인하여 Fig. 6의 각 인듀서의 유량과 입사각과의 관계에서 입사각이 증가하고, 그로 인한 박리 등의 발생때문에 일어나는 손실의 증대가 주요 원인으로 생각된다.

Fig. 7은 유량  $1.7 \text{ m}^3/\text{min}$ 에서의 인듀서 입출구 유속분포를 5공 피토-관을 사용하여 측정된 것이다. 횡축은 측정된 각 유속성분을 인듀서 Tip에서의 원주속도로 무차원화했으며, 종축은 각 측정 위

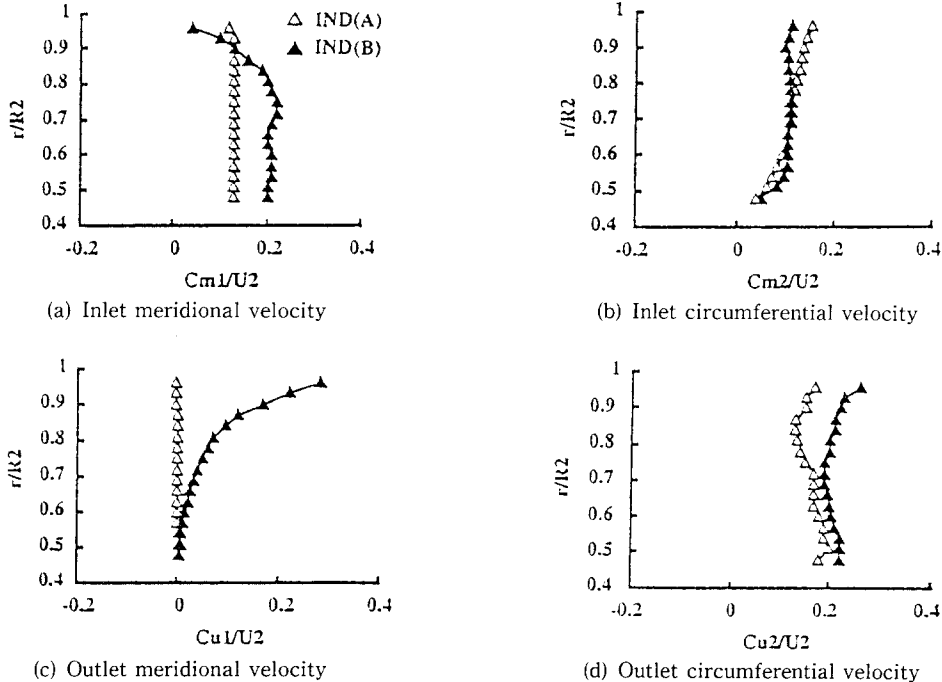


Fig. 7 Velocity distribution at  $Q=1.7 \text{ m}^3/\text{min}$

치를 인듀서의 반경으로 나누어 무차원화하였다.

먼저, 입구의 축방향성분 Fig. 7(a)를 보면 IND(A)는 반경방향으로 거의 일정한 유속분포를 하고 있지만, IND(B)는 Hub측에서는 IND(A)보다 크고 Tip측에서는 IND(A)보다 작은 분포를 나타내고 있다. 한편, 원주방향 성분 Fig. 7(b)는 IND(A)가 거의 선회하지 않고 유입하는 상태이나, IND(B)는 Tip측에서 큰 선회성분을 갖고 유입함을 알 수 있다. 출구의 축방향성분 Fig. 7(c)는 IND(B)가 반경방향으로 거의 일정한 값을 갖는 반면, IND(A)는 Hub측에서 적고 Tip측에서 큰 값을 나타내고 있다.

한편, 인듀서 입출구의 역류 발생 유량은 Table 3에 나타내는 바와 같이 IND(B)가 IND(A)보다 대 유량에서 발생하고 있다.

이상으로부터, 인듀서 입구각의 변경은 인듀서 입구의 유동뿐만 아니라 출구의 유동에도 그 영향이 나타나고 있으며, 펌프의 일반 특성에도 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8은 양 인듀서의 유량 1.7 m<sup>3</sup>/min에 대한 인듀서 前緣(leading edge), 즉 Fig. 3의 압력 측정공 ②의 위치에서 벽면 비정상 압력파형을 인펠러

**Table 3** Onset of inverse flow [m<sup>3</sup>/min]

	Suction side	Discharge side
IND(A)	1.0	0.9
IND(B)	1.3	1.0

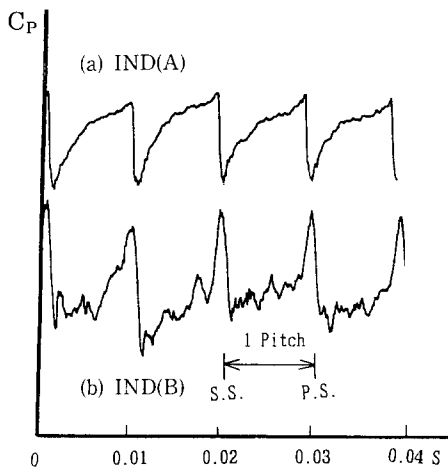


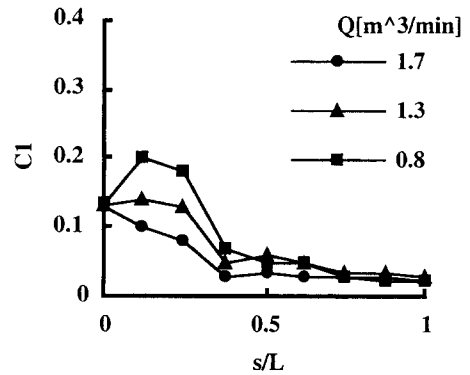
Fig. 8 Pressure waves at inducer leading edge (s/L=0.0)

2회전분(4 pitch분)에 대하여 측정된 것이다.

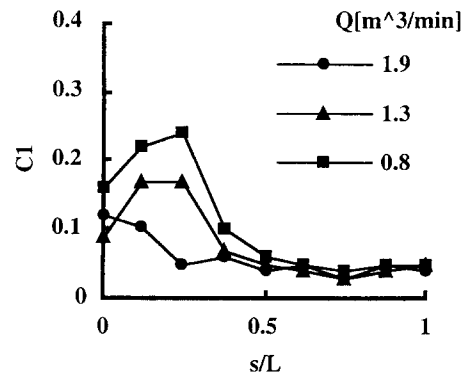
파형은 양 인듀서 모두 인펠러 회전 of 기본주파수 성분(nz/60, n:회전수(rpm), z:인펠러 익수)이 탁월함을 알 수 있다.

한편 IND(A)를 보면 파형은 負壓面(suction surface)에서 壓力面(pressure surface)까지 비교적 안정된 상태로 증가하고 있으며, 인펠러 pitch 와 pitch 사이에 있어서도 규칙적으로 증가하고 있으나, IND(B)에서는 부압면 근처에서의 파형의 굴곡이 심하며 인펠러 1 pitch 간에서의 파형의 재현성도 낮아지며 불안정한 유동 상태를 나타내고 있다. 이것은 Fig. 6에서도 볼 수 있듯이, IND(B)의 입구각을 크게 설정함으로써 이미 이 유량에서 어느 정도 입사각이 증대하여 나타나는 불안정한 현상임을 알 수 있다.

Fig. 9는 각 인듀서의 최고 효율점 유량 및 입구에서 역류가 발생하는 전후의 유량에 있어서, 측정



(a) IND(A)



(b) IND(B)

Fig. 9 Variations of fourier 1st. coefficient

한 벽면의 비정상 압력파형을 식 (2)에 의해 Fourier 해석하여, 그 1차 계수의 변화를 인듀서 前緣(leading edge,  $s/L=0.0$ )에서 後緣(trailing edge,  $s/L=1.0$ )의 위치까지 나타낸 것이다.

$$f(t) = A_0/2 + \sum [A_i \cdot \cos(iz\omega \cdot t) + B_i \cdot \sin(iz\omega \cdot t)] \\ = A_0/2 + \sum [C_i \cdot \sin(iz\omega \cdot t + \delta i)]$$

$$C_i^2 = A_i^2 + B_i^2, \\ \delta_i = \tan^{-1}(A_i/B_i) \quad (2)$$

여기서,  $A_0/2$ 는 익간 평균압력을, Fourier 1차 계수는 압력파형의 진폭을 근사적으로 나타내고 있다.

양 인듀서 모두 압력파형의 진폭은 인듀서 전연에서 크고 인듀서 중앙에서 후연까지는 작은 값을

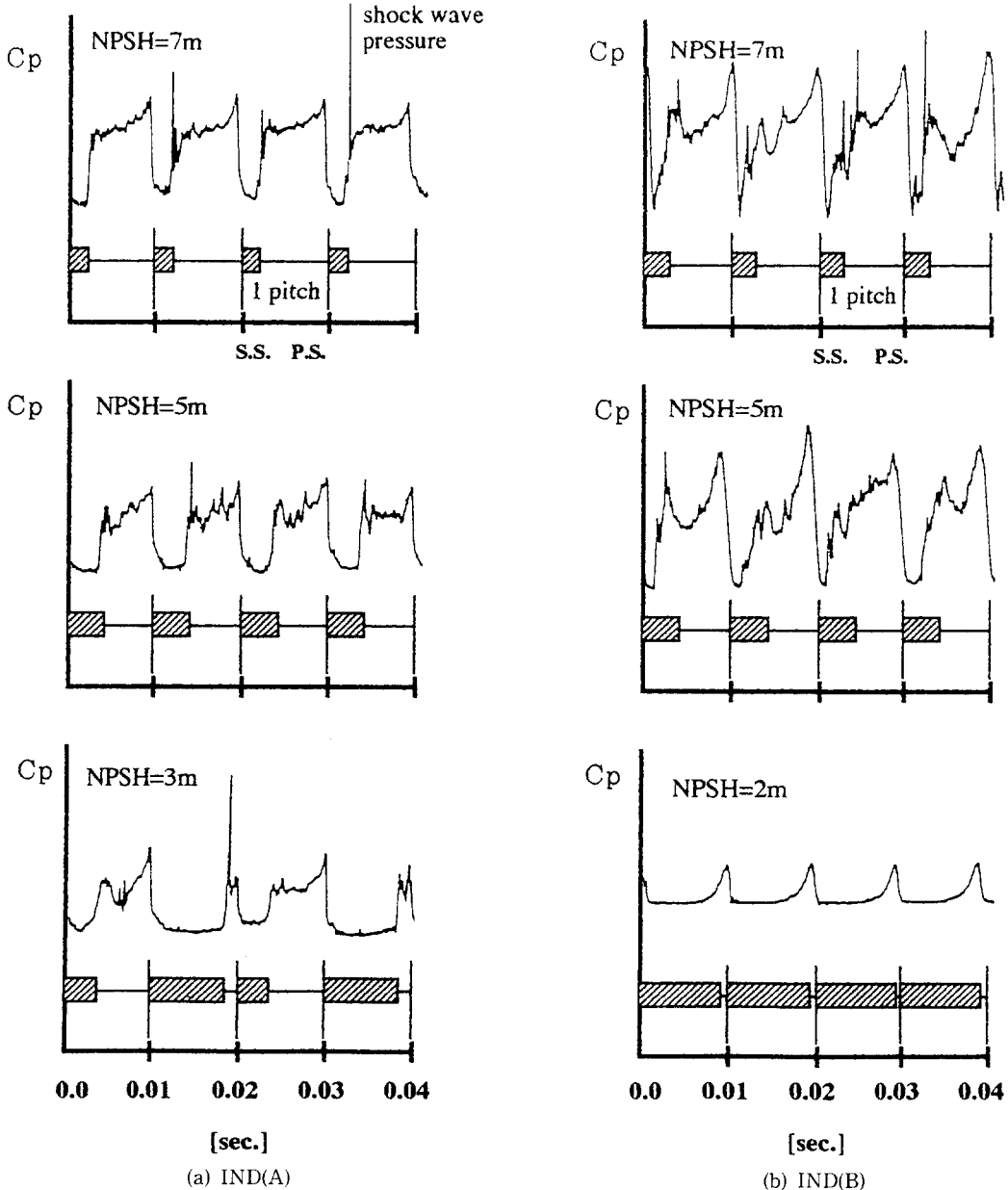


Fig. 10 Pressure waves at inducer leading edge ( $s/L=0.0$ )

나타내고 있다. 즉, 인듀서 익간의 압력 증가는 인듀서 전연부근에서 이루어지고 있음을 알 수 있다. 또한, 유량의 감소와 더불어 인듀서 전연 부근의 진폭은 커지지만 중앙부근에서 후연까지는 유량의 변화에 따른 영향은 거의 나타나지 않고 있다.

한편, 최고 효율점 유량인 IND(A)의 경우 1.7 m<sup>3</sup>/min, IND(B)의 경우 1.9 m<sup>3</sup>/min에 있어서 계수의 최대값은 인듀서 전연(s/L=0.0)의 위치에 있으나, 부분유량역에서는 IND(A)가 s/L=0.12, IND(B)가 s/L=0.24로 후방으로 이동하고 있다. 이것은 유량의 감소에 의한 인듀서 전연 부근의 박리, 역류 등의 영향<sup>7)</sup>이며, IND(B)의 경우, 인듀서 입구각의 증대로 인한 박리-실속, 역류가 부분 유량역에서 확대되고 있음을 나타내고 있다.

3.2 캐비테이션 발생시의 인듀서 내부 유동상태

Fig. 10은 유량 1.7 m<sup>3</sup>/min에서 NPSH를 저하시켜 나아갈때, 즉 각 인듀서에 캐비테이션이 발생 발달해 나아갈 때의 압력파형 4 pitch 분(인듀서 2 회전에 해당하는 압력파형)을 인듀서 전연(s/L=0.0)의 위치에서 나타낸 것이다. 한편, 각 그림에는 익과 익사이(pitch간)에 발생하는 cavity 영역을 사선(▨)으로 나타낸다.

먼저, IND(A)의 NPSH=7m를 보면 인듀서 부압면(suction surface)근방의 최저압 영역은 cavity 영역의 압력을 나타내고 있으며, 인듀서 익간의 cavity 영역과 비cavity 영역 사이의 경계에는 cavity의 붕괴에 의한 충격파압도 나타나고 있다. NPSH=5m가 되면 인듀서 부압면 근방 cavity 영역 내의 압력을 나타내는 평탄한 압력파형은 주 방향으로 확대되고 있으며, NPSH=3m에서는 갑자기 1장의 익의 원주방향 전체가 cavity 영역으로 확대되지만, 다른 한장의 익에서는 오히려 cavity가 개선되는 교호(交互) 캐비테이션이 발생하고 있다. 이 교호 캐비테이션은 인듀서 입구측에서 역류가 발생하는 유량역에서는 관찰되지 않는다.

한편, IND(B)는 인듀서 익간의 캐비테이션 상태도 불안정하며, 캐비테이션에 의한 진동, 소음도 IND(A)에 비교하면 크다. 이것은 인듀서 입구각을 IND(A)보다 크게 설계함으로 인해, Fig. 6에 나타난 바와 같이, 이 유량에서 입사각이 IND(A)보다 약간 크게 되어, 그로 인한 불안정한 유동을 하고 있기 때문이다. NPSH=2m에서는 인듀서 익간 전체가 cavity 영역 내의 압력을 나타내는 평탄한

파형이 되며, 이 상태에서는 양정이 급강하하여 양수가 불가능하다. 그러나 IND(A)에서 나타난 NPSH의 강하에 의한 교호 캐비테이션은 관찰되지 않는다.

상기의 교호 캐비테이션은 기계 전체의 저주파 진동을 조장하며, 그 발생 원인은 명확하지 않지만, 선회 캐비테이션(rotating stall과 유사한 현상)

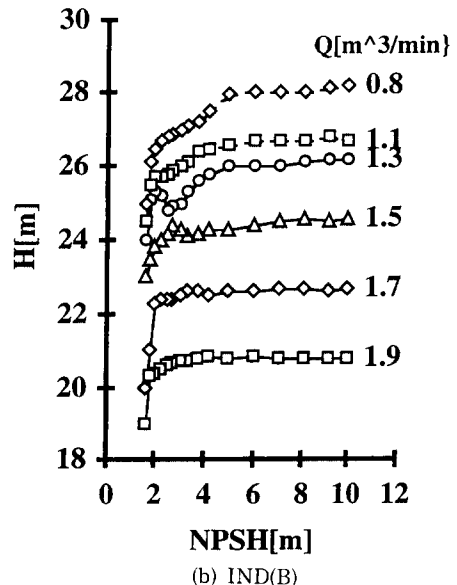
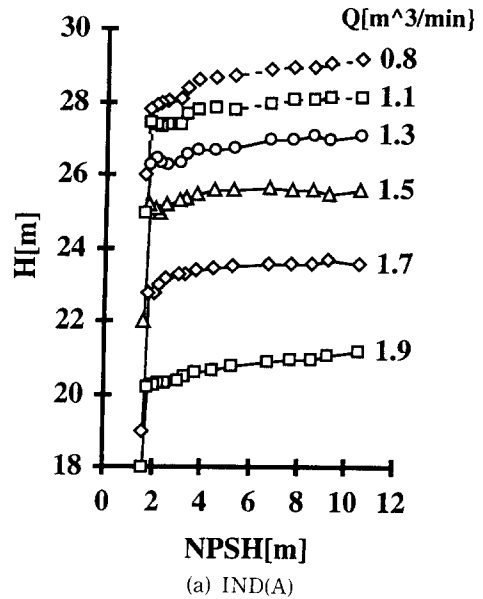


Fig. 11 NPSH and H characteristics

의 특수한 현상으로 선회 캐비테이션의 선회 속도가 인듀서의 회전속도와 일치한 경우 발생된 것으로 해석된다.

### 3.3 흡입성능

Fig. 11은 각 인듀서에 대해서 규정 회전수 3000 rpm으로 운전하고, 유량을 일정하게 유지하면서 NPSH를 저하시켜 나갈때, 양정 H의 변화를 유량  $Q=1.9\sim 0.8\text{ m}^3/\text{min}$ 까지  $0.2\text{ m}^3/\text{min}$ 간격으로 나타낸 것이다.

양 인듀서 모두 일반적인 펌프에서와 같이 NPSH의 저하와 더불어 캐비테이션이 발달 확대되어지고 H는 점차 저하하여 가며, NPSH가 어떤 한계치에 이르면 H가 급격하게 떨어지는 현상이 나타난다. 한편, Fig. 11로부터 NPSH의 저하와 더불어 H가 변화하는 양상은 각 유량에 있어서 다음의 3가지 형태로 분류된다.

(1) NPSH가 저하함에도 불구하고 H는 거의 일정한 값을 유지하다 어떤 한계 NPSH 이하에서 급격하게 떨어지는 경우(IND(A)의  $Q=1.7\text{ m}^3/\text{min}$ , IND(B)의  $Q=1.9, 1.7\text{ m}^3/\text{min}$ ).

(2) NPSH가 저하함에 따라 비교적 높은 NPSH에서부터 서서히 H가 떨어지기 시작하여 한계 NPSH 이하에서 H는 급격하게 떨어지지만, 그 직전에 일시적으로 H의 증가가 나타나는 경우(IND(A)의  $Q=1.5, 1.3, 1.1\text{ m}^3/\text{min}$ , IND(B)의  $Q=1.5, 1.3\text{ m}^3/\text{min}$ ).

(3) H의 강하가 비교적 높은 NPSH에서부터 서서히 나타나며, 어떤 한계 NPSH 이하에서 H는 급격하게 떨어지지만, H 급강하 직전의 일시적인 H의 증가는 나타나지 않는 경우(IND(A)의  $Q=0.8\text{ m}^3/\text{min}$ , IND(B)의  $Q=1.1, 0.8\text{ m}^3/\text{min}$ ).

상기의 (1)은 양 인듀서의 설계점 부근의 유량역에서 나타나는 현상으로 인듀서로의 유입이 큰 무리가 없는 상태로 유입함으로써, 인듀서 부압면 근방의 압력강하도 적고, 그만큼 NPSH의 감소에 의한 캐비테이션의 발생확대도 보다 낮은 NPSH에서 일어나고 있음을 알 수 있다.

상기 (2)와 (3)이 나타나는 유량은 각 인듀서의 입구측 역류발생유량을 경계로 하여 입구측 역류발생 이전의 유량역에서는 (2), 역류발생 이후에는 (3)의 현상이 나타나고 있으며, 상기 (2)의 현상은 IND(A)보다 IND(B)에서 현저히 나타나고 있다. (2)의 H 급강하 직전의 일시적인 H의 증가는 부

분유량역에서 인듀서에 대한 입사각의 증대로 인한 임펠러의 성능저하, 즉 박리실속 총돌손실 등이 캐비테이션의 확대로 인하여 임펠러 부압면 유동이 개선된 결과임을 나타내고 있다. 또한, IND(B)의 경우 인듀서 입구각을 IND(A)보다 크게 설계함으로 인해 부분유량역에서는 IND(A)보다 임펠러 성능이 떨어지지만, 캐비테이션의 확대로 인한 성능의 개선은 그만큼 크게 나타나고 있다.

인듀서의 설치로 인한 펌프의 흡입성능을 평가하기 위하여 각 인듀서와 원심펌프 단독에 대하여 유량의 변화에 따른 필요 NPSH(HSV)의 관계를 Fig. 12에 나타낸다. 여기에서, 필요 NPSH(HSV)는 유량  $Q=1.7\text{ m}^3/\text{min}$ 에 있어서 캐비테이션이 발생하지 않은 상태의 H를 기준으로 하여 H가 3% 강하했을 때의 NPSH로 정의하였다.

필요 NPSH가 최소치를 나타내는 유량은 인듀서 입구각이 클수록 대유량역에서 나타나고 있으며, Fig. 5에서의 각 인듀서의 최고 효율점 유량과 거의 일치한다. 그러나 필요 NPSH의 최소치 자체는 양 인듀서에서 거의 비슷한 값을 나타내고 있다. 한편, 부분유량역, 특히 각 인듀서의 입구 역류가 발생하는 유량역 IND(A)의 경우  $1.0\text{ m}^3/\text{min}$ , IND(B)의 경우  $1.3\text{ m}^3/\text{min}$ 에서 필요 NPSH 값은 급증하여 원심펌프 단독의 경우와 큰 차이는 생기지 않고 있다. 또, 대유량역에서는 IND(A)가, 부분유량역에서는 IND(B)가 큰 필요 NPSH값을 나타내고 있다. 이것은 인듀서 입구각의 변경에 의한 최적 유입상태가 대유량역으로 이동했기 때문이며, 원심펌프에 인듀서를 사용할 경우의 흡입성능 개선은 인듀서 입구각에 의해 유효 영역이 크게 좌우되고 있음을 알 수 있다. 특히, 인듀서 입구각의 변경은 대유량역보다는 부분유량역에서의 영향이

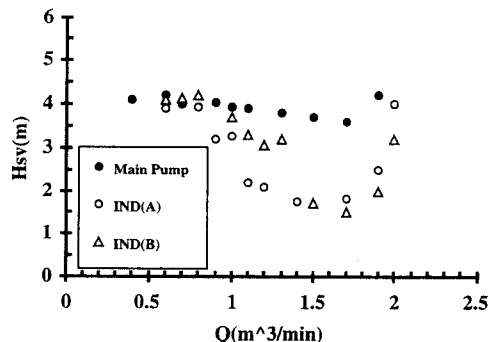


Fig. 12 Required NPSH and Q characteristics



현저하며, IND(B)는 부분유량역에서 필요 NPSH가 급증하는 유량의 차이로 인해 인듀서 사용에 의한 펌프 흡입성능 개선의 유효 영역이 IND(A)보다 좁아지고 있다.

한편, 원심펌프 단독의 경우에는 저유량역에서는 인듀서를 사용할 경우와 큰 필요 NPSH의 차가 나타나지 않으므로 인듀서 사용에 의한 원심펌프 흡입성능의 개선은 최고 효율점 부근에서 가장 유효하며, 저유량역, 특히 인듀서 입구 역류 발생 이하의 유량역에서는 흡입성능의 개선은 기대할 수 없다.

#### 4. 결 론

인듀서 내부의 유동상태와 흡입성능에 관한 인듀서 입구각의 영향을 유속분포측정, 인듀서 외주의 비정상 상태 압력분포측정, 흡입성능측정 등의 실험결과로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

- (1) 인듀서 입구각의 변경으로 인해 내부 유동상태 및 캐비테이션 발달상황에 큰 차이(교호 캐비테이션의 유무)가 생겼다.
- (2) NPSH의 저하, 즉 캐비테이션의 발달과 더불어 양정은 저하하나, 그 양상은 인듀서 입구측 유동에 의해 좌우되었다.
- (3) 입구각의 변경은 일반성능 및 흡입성능개선의 유효영역 등에 큰 영향을 미치며, 인듀서 입구각의 증대로 인한 흡입성능 개선의 유효영역은 좁아졌다.
- (4) 인듀서의 사용에 의한 흡입성능의 개선은 최고 효율점 부근에서 유효하며, 부분유량역, 특히 입구의 역류발생 이하의 유량역에서는 거의 효과를 보지 못한다.

#### 참고문헌

- (1) 大庭英樹, 近藤 徹, 本田逸郎, 1994, “翼表面スリットからの吹出しによる キャビテーション抑制,” 日本機械學會論文集(B編), 60卷 579號, pp. 3781~3788.
- (2) Kamijo and Suzuki, 1973, 日本航空宇宙技術研究所報告.
- (3) 高松康生, 古川明德, 石板公一, 1978, “インデューサによる遠心ポンプの吸入み性能改善度,” 日本機械學會論文集(B編), 44卷 379號, pp. 960~969.
- (4) 田原晴男, 眞鍋 明, 岩崎 仁, 中村 誠, 1986, “インデューサ付遠心ポンプの吸入性能豫測,” 日本機械學會論文集(B編), 52卷 474號, pp. 813~817.
- (5) Takamatsu, Y. etc., 1980, “An Investigation of Tandem-Bladed Helical Inducer for Cavitation-Resistant Centrifugal Pump,” *Proc. IAHR Symposium TOKYO*, pp. 291~302.
- (6) Badowski, H. R., 1969, “An Explanation for Instability in Cavitating Inducer,” *ASME Cavitation Forum*.
- (7) Sloteman, D. P., 1984, “Control of Backflow at the Inlet of Centrifugal Pumps and Inducers,” *Proc. of the First International Pump Symposium*.
- (8) 李 先基, 正司秀信, 田原晴男, 1990, “斜流ポンプの流れにおよぼす羽根幅方向負荷分布の影響,” 日本機械學會論文集(B編), 56卷 529號, pp. 2665~2671.