

〈논 문〉

사류 임펠러의 입구각 변화가 내부유동 및 펌프특성에 미치는 영향

이 선 기*

(1996년 11월 16일 접수)

Influence of the Impeller Inlet Angles on Flow Pattern and Characteristics of Mixed-Flow Pump

Sun-Ki Lee

Key Words : Mixed-Flow Pump(사류펌프), Flow Pattern(유동패턴), Reverse Flow(역류), Separation-Stall(박리-실속), Pump Characteristics(펌프특성), Pressure Distribution(압력분포), Oil Film Method(유막법)

Abstract

For the improvement of the pump characteristics in the partial capacity range, it must be verified that the influence of the impeller design factor on the internal flows and the influence of the impeller internal flows on the pump characteristics. In this paper, in order to understand the influence of inlet angles on flow conditions and characteristics of a mixed flow pump, experiments were carried out for three kinds of impeller, which have the same outlet angle distributions and meridional section shapes. Results show that separation and stall in the partial capacity range can be controlled by the inlet angles. The relationship between the separation - stall at the impeller leading edge and the discharge flow conditions is clarified.

기 호 설 명

A_2 : 임펠러 출구의 단면적
 b : 후류(wake)의 반폭(half width)
 C : 절대유속
 C_m : 자오면 단면 축방향 유속성분
 C_u : 원주방향 유속성분
 C_i : 후리에 i 차 계수
 D^*eq : 상당 확산계수(diffusion factor)
 g : 중력의 가속도
 H : 전양정
 p : 정압
 P : 축동력

Q : 유량
 r : 임펠러 반경
 s/L : 벽면 비정상 압력분포 측정 위치
 T : 시간
 U_2 : 임펠러 출구 중앙 위치에서의 원주속도
 z : 임펠러 장수
 n : 임펠러 회전수
 α : 입사각
 η : 효율
 ν : 축동력계수 [$=P/\rho U_2^3 A_2$]
 ρ : 물의 밀도
 ϕ : 유량계수 [$=Q/A_2 U_2$]
 ψ : 양정계수 [$=2gH/U_2^2$]
 χ : 압력계수 [$=2p/\rho U_2^2$]

*회원, 한국전력공사 전력연구원

참 자

- 1 : 임펠러 입구
 2 : 임펠러 출구
 S. S. : 부압면 (suction side)
 P. S. : 압력면 (pressure side)

1. 서 론

사류펌프는 비속도가 축류펌프와 원심펌프의 중간에 위치하고 있으며 縮切 양정, 체절 축동력이 축류펌프보다 적고 또한 동일 용량의 원심펌프보다 소형-경량화가 가능하다는 등의 이점이 있다. 이와 같은 이점 때문에 과거에 축류 및 원심펌프가 차지 하였던 영역을 빠른 속도로 대체해 가고 있다.

그러나, 부분유량역에서 양정-유량 곡선에서 극대-극소점이 나타나는 불안정 특성이 있고, 진동 소음이 다소 높으며, 캐비테이션이 발생하기가 쉽기 때문에 특성의 개선이 요구되고 있다.

부분유량역에서 발생하는 상기의 현상중, 불안정 특성 및 진동 소음은 임펠러 내부의 박리(separation)-실속(stall) 및 임펠러 입출구부의 역류(reverse flow)에 기인⁽¹⁾함으로 박리-실속 및 역류가 펌프의 부분유량역 성능을 지배한다고 할 수 있다.

부분유량역 특성을 개선하기 위해서는 임펠러의 익수, 현절비, 단면 형상, 입출구 직경, 입출구각 분포 등의 설계 파라미터가 내부유동에 미치는 영향과 임펠러 내부유동이 펌프 특성에 미치는 영향을 명백히 밝혀야 한다. 그러나 사류펌프의 경우에는 임펠러 설계 파라미터 중 1개의 인자를 변경하면 다른 인자도 함께 변해 버림으로 설계 파라미터 개개의 영향에 대해서 명확한 설명은 매우 어렵다. 또한, 부분유량역에서는 상술한 바와 같이 박리-실속이나 임펠러 입출구부 역류의 발생으로 인하여 임펠러 내부의 유동은 설계점 부근의 유동과는 전혀 다른 매우 불안정하고 복잡하여⁽²⁻⁴⁾ 유동을 정확히 이해하기가 곤란하다.

한편, 부분유량역 특성을 개선하기 위한 연구는 계속되어 지고 있어, 임펠러 허브비의 영향,^(5, 6) 유동형식의 영향,⁽⁷⁾ 임펠러 익 설치각의 영향,⁽⁸⁾ 사류각의 영향,⁽⁹⁾ 임펠러 자오면 단면 형상의 영향⁽¹⁰⁾ 등의 연구 결과로부터 내부유동 상태 및 불안정 특성의 발생 메커니즘이 해명되고 있다. 특히, 불안정 특성의 발생은 임펠러 입구측 베인 끝에서의 박

리-실속이 발달-확대됨으로 인한 손실의 증가가 주원인으로 설명된다.

본 저자 등은 사류 임펠러의 부하분포가 내부유동과 성능특성에 미치는 영향에 대해서 유막법을 이용한 내부유동의 가시화, 벽면 비정상 압력분포 측정 등을 통한 실험적인 검토를 하여 왔다.⁽¹¹⁻¹³⁾ 그 결과, 불안정 특성의 발생은 임펠러 입구측 박리-실속보다도 임펠러 입구측의 대규모 역류를 동반하는 유동 패턴의 급변에 기인하고 있음을 알았다. 그러나 임펠러 부하분포를 변경함으로써 인해 임펠러 입출구각 분포, 자오면 단면 형상 등이 동시에 변해 버리는 결과를 초래하여 각각의 설계 파라미터 영향을 명확히 설명하지 못했던 점이 있었다.

본 연구에서는 임펠러 출구각 분포(유동형식)와 임펠러 자오면 단면 형상이 동일하고 임펠러 입구각만이 상이한 3종류의 임펠러를 설계하여, 5공 피토-관 및 열선 유속계를 이용한 유속분포 측정, 유막법을 이용한 내부유동의 가시화, 임펠러 외주의 비정상 압력분포 측정 등의 실험을 행하였으며, 임펠러 입구각 변경으로 불안정 특성의 발생 원인으로 알려진 임펠러 베인 끝에서의 박리-실속을 촉진 혹은 억제시킴으로써, 박리-실속과 불안정 특성과의 관련에 대해서 검토하였다.

2. 실험 장치 및 방법

본 시험에 사용한 사류펌프의 단면도를 Fig. 1에 나타내었다. 펌프는 임펠러 흡입구측에 정류판, 토출구측에는 안내익이 설치되어 있으며 임펠러 입구 직 전 및 출구직 후에 각각 유속 측정공을 설치하였다. 한편, 임펠러의 외주는 투명한 아크릴 케이싱으로 제작되어 있다.

본 연구에 사용한 3종류의 임펠러 IM-1, IM-2,

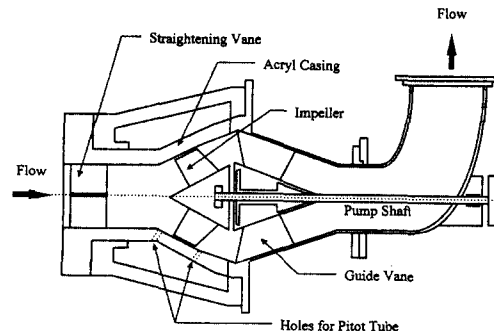


Fig. 1 Schematic of test pump

IM-3은 전양정(H) 4.45 m, 유량(Q) 1.76 m³/min, 회전수(n) 2200 rpm으로 비속도(N_s)가 모두 950(m, m³/min, rpm)인 동일한 설계사양으로 설계하였으며, 이때 기준이 된 임펠러는 IM-2이다. 각 임펠러는 자오면 단면 형상 및 출구각 분포는 동일하고 임펠러 입구각 분포만이 상이하다. 즉, IM-1은 임펠러 tip side에서 IM-2보다 5° 작게, IM-3은 IM-2보다 5° 크게 설계하였다. 한편, 사류 펌프의 경우에는 임펠러 hub side 입구각은 성능에 큰 영향이 없다는 것이 정설로 되어 있으므로 hub side에서는 임펠러 입구 형상의 부자연함을 피하기 위하여 tip side와 반대로 IM-1은 IM-2보다 10° 크게, IM-3은 IM-2보다 10°작게 설계하였다. Fig. 2 및 Table 1에 각 임펠러의 설계각 분포 및 설계사양을 나타낸다.

본 연구에서의 실험은 펌프의 일반성능, 임펠러 입출구부의 유속분포, 유막법을 이용한 내부유동의 가시화, 임펠러 외주의 비정상 압력분포 등의 측정을 수행하였다.

일반성능 실험에서의 압력은 펌프 입구측 플런지 및 출구측 플런지로부터 각각 100 mm 떨어진 곳에서의 압력을 Ohkura Rosemount사의 차압 전송기로 측정하였으며, 토크 및 회전수는 펌프측에 설치한 토오크 검출기 및 타코미터로 측정하였다. 한

Table 1 Dimension of impeller

Impeller		IM-1	IM-2	IM-3
Inlet diameter [mm]	hub	38.5	38.5	38.5
	mean	78.9	78.9	78.9
	tip	106.9	106.9	106.9
Inlet angle [deg.]	hub	47.9	37.9	27.9
	mean	21.8	21.8	21.8
	tip	11.6	16.6	21.6
Outlet diameter [mm]	hub	83.7	83.7	83.7
	mean	107.6	107.6	107.6
	tip	126.7	126.7	126.7
Outlet angle [deg.]	hub	34.3	34.3	34.3
	mean	24.0	24.0	24.0
	tip	17.5	17.5	17.5
Number of blades		4		

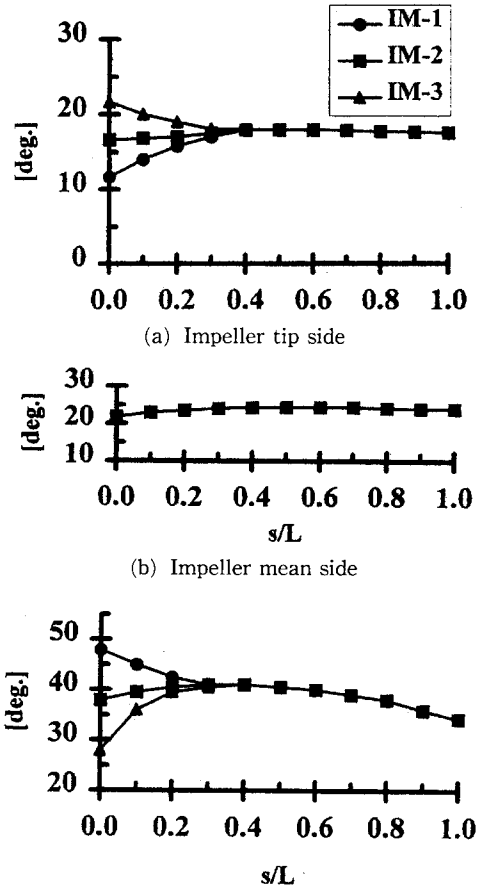


Fig. 2 Impeller design angle distribution

편, 유량은 펌프 하류측에 설치한 오리피스(orifice)로 측정하였다.

임펠러 입출구부의 유속분포 측정은 풍동으로 검정한 5공 피토-관 및 열선 유속계를 임펠러 입구직전 및 출구직 후에 삽입하여 측정하였다. 정확도는 피토-관의 경우 $\pm 1.0\%$, 열선 유속계의 경우 $\pm 2.0\%$ 이내이다.

유막법을 이용한 내부유동의 가시화 실험은 광명단(光明丹, 四三酸化鉛)과 피마자 기름을 중량비 5:1로 섞어서 임펠러 표면에 도포하여 얇은 막을 형성한 후, 펌프 임의의 설정유량으로 운전한다. 이때 펌프 임펠러 외주에서 스트로보 스크로프를 조사함으로써 임펠러 표면에 생성되는 유선의 선명도를 확인하면서 운전을 정지한 다음 펌프를 분해하여 임펠러의 사진촬영과 유선의 스케치를 행하였

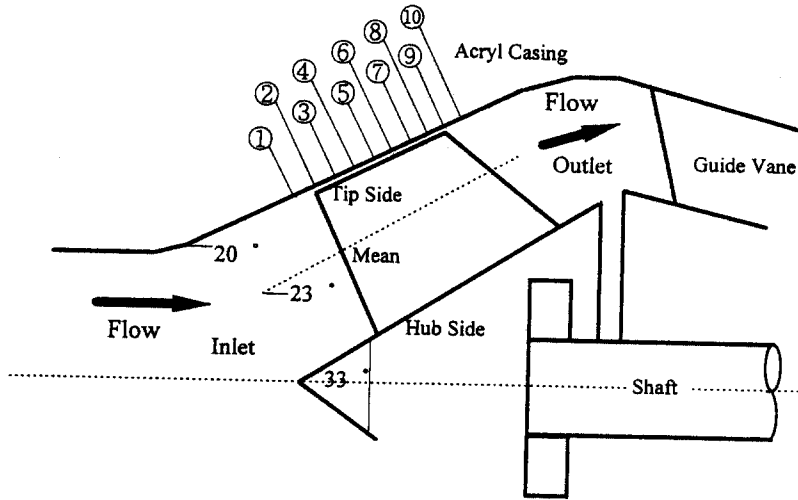


Fig. 3 Pressure measuring position of impeller tip side

다.

임펠러 외주의 비정상 정압은 임펠러 입구 직전에서부터 출구 직후까지에 모두 10개의 압력 측정공을 원주방향으로 30° 간격으로 설치하여 정격 2 Kgf/cm²의 스트레인 게이지식 압력 변환기 (KYOWA SEIGYO 사 제품)를 증폭기와 PC에 내장한 A/D 변환기에 연결하여 샘플링 주파수 5 kHz로 측정하였다. Fig. 3에 임펠러 외주에 설치한 비정상 압력 측정공의 위치를 나타낸다.

본 연구에서의 모든 실험은 회전수 2200 rpm의 일정 조건에서 캐비테이션이 발생하지 않는 조건인 유효흡입수두(NPSH) 20 m에서 행하였으며, 임펠러와 케이싱 사이의 간격은 0.3 mm이다.

3. 실험 결과 및 검토

3.1 일반성능 및 시간평균 유동

본 실험의 모든 결과에서 임펠러 IM-2는 IM-1과 IM-3의 중간의 결과를 나타내고 있으므로, 본 논문에서는 주로 임펠러 IM-1과 IM-3을 비교하면서 검토하기로 한다.

Fig. 4에 임펠러 IM-1 및 IM-3의 일반성능 실험 결과를 나타낸다. 최고효율을 나타내는 유량은 IM-1보다 IM-3이 약간 큰 경향을 보이고 있으며 임펠러 tip side에서 입구각이 큰 IM-3이 대유량영역에서는 높은 효율을 나타내고 있다. 부분유량영역에서는 반대로 IM-1이 높은 효율을 나타내고 있다.

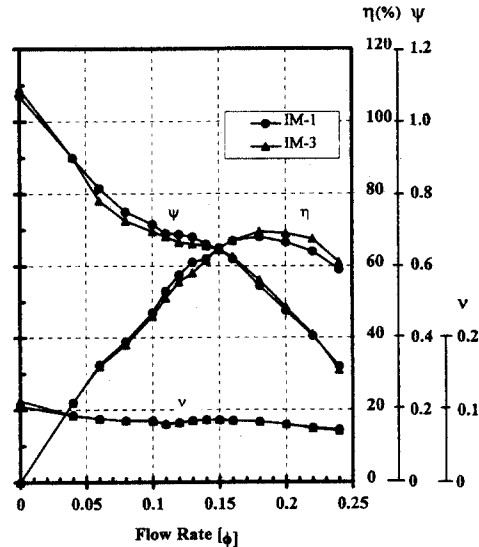


Fig. 4 Pump characteristics

양정(Ψ)도 효율곡선(η)과 같은 경향으로 대유량영역에서는 IM-3이 높으며 부분유량영역에서는 반대로 IM-1이 높은 값을 나타내고 있다. 한편, 축동력(ν)은 전유량영역에서 거의 같은 값을 나타내고 있다.

Fig. 5, Fig. 6에는 5공 피토-관으로 측정된 IM-1 및 IM-3 임펠러의 설계점 유량($\phi=0.20$)과 부분유량영역($\phi=0.12$)에서의 입구측 및 출구측의 자오면 단면과 원주방향 유속분포를 나타낸다. 각 그림의 세로축은 각 유속측정 위치를 임펠러 반경으로,

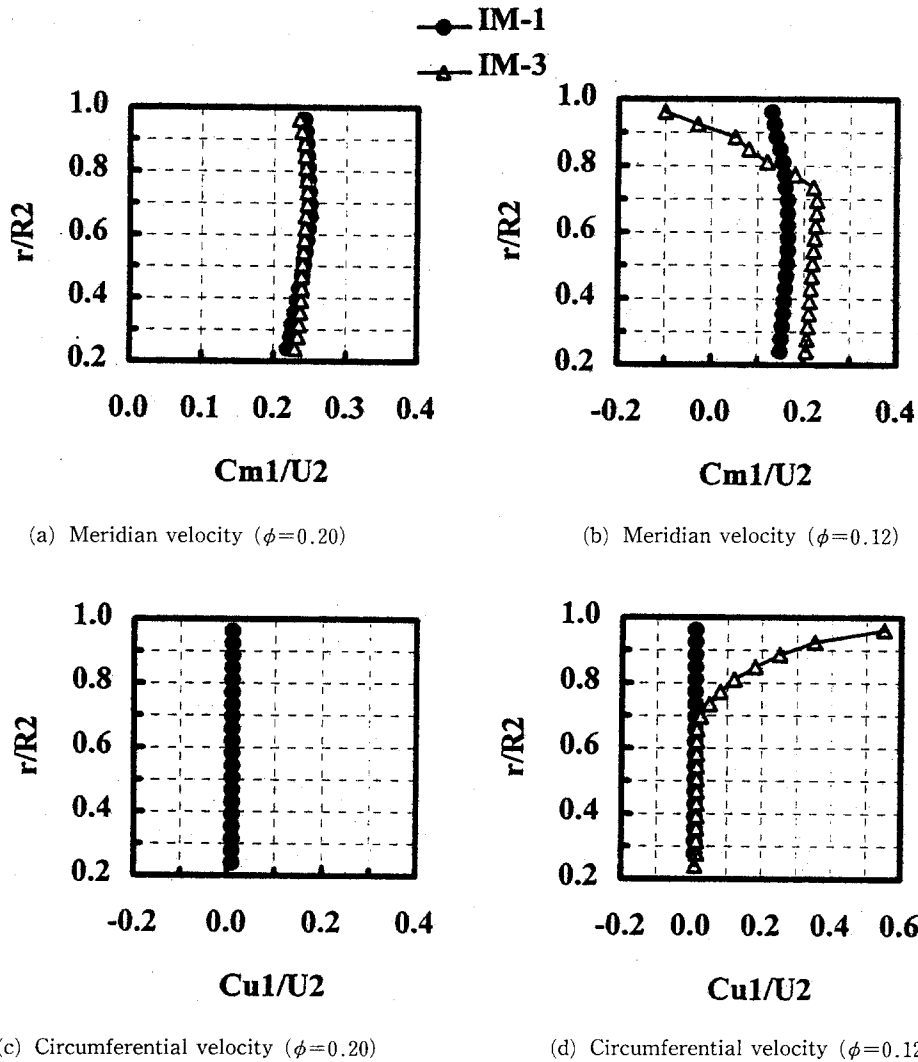


Fig. 5 Impeller inlet velocity distribution

가로축은 측정된 유속성분을 임펠러 외주의 원주속도로 나누어 무차원화하여 나타낸다.

먼저, 입구측 유속분포인 Fig. 5를 보면, $\phi=0.20$ 의 자오면 유속은 tip side에서는 IM-1이 hub에서는 IM-3이 약간 큰 값을 나타내고 있으나 큰 차이는 아니다. 원주방향 유속성분은 거의 없으며 무선회로 임펠러에 유입하고 있다. $\phi=0.12$ 의 자오면 유속에서는 IM-3의 tip side에 역류가 발생하고 있으며 이 역류의 영향으로 hub side 유속의 증가가 나타나고 있다. 이 때 tip side의 원주방향 유속성분이 증가하고 있어 큰 선회속도 성분을 갖고 역류하고 있음을 알 수 있다. IM-1에서는 자오면

유속성분은 반경방향으로 거의 일정한 값을 나타내고 있으며 원주방향 유속성분은 거의 없다.

한편, 출구측 유속분포인 Fig. 6을 보면, 자오면 유속은 $\phi=0.20$ 의 hub side에서 IM-1이 IM-3보다 약간 큰 유속성분을 나타내고 있으나 그 이외에서는 반경방향으로 거의 일치한 분포를 나타내고 있다. 이러한 경향은 $\phi=0.12$ 에서도 나타나고 있다. 원주방향 유속분포는 $\phi=0.20$ 에서는 IM-3이 전 반경방향에 걸쳐서 IM-1보다 큰 값을 나타내고 있으나 $\phi=0.12$ 에서는 반대로 IM-1이 IM-3보다 큰 값을 나타내고 있으며 이것은 상기에서의 양정곡선과 경향이 일치한다는 특징이 있다(대유량역에서는

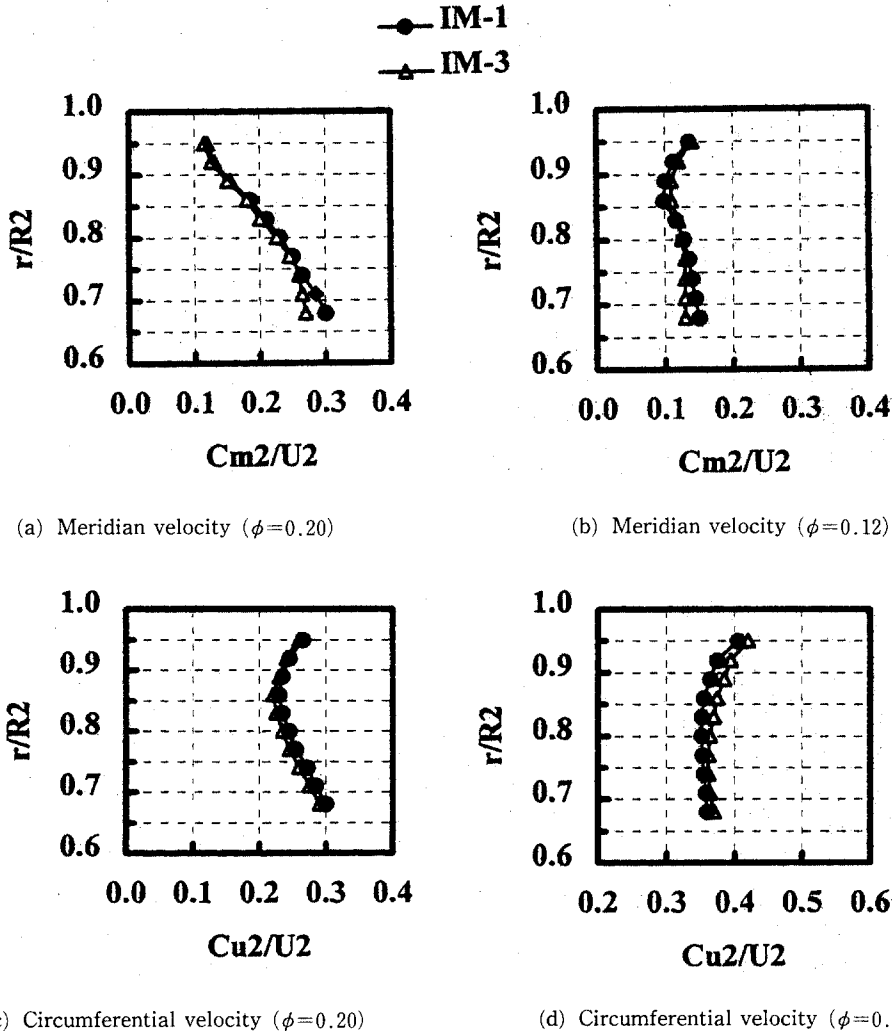


Fig. 6 Impeller outlet velocity distribution

IM-3, 부분유량역에서는 IM-1이 높은 양정을 나타냄).

이상으로부터 임펠러 입구각의 변경은 설계점보다 부분유량역에서 그 영향이 현저하게 나타나 임펠러 입구측 역류개시 유량 및 출구측의 원주방향 유속분포에 차이를 보이고 있다.

Table 2에는 5공 피토-관으로 측정된 각 임펠러 입구 및 출구부의 역류개시 유량을 나타낸다. 측정은 5공 피토-관을 입구측에는 tip side, 출구측에는 hub side에 고정시킨 후, 유량을 설계점에서부터 감소시켜 나아가면서 각 유량에 대한 유속을 측정함으로써 역류개시 유량을 구했다. 각 임펠러 출구

측의 역류개시 유량은 거의 같은 유량을 나타내고 있으나 입구측의 역류개시 유량은 임펠러 tip side에서 입구각이 클수록 대유량에서 발생하고 있다.

Fig. 7에는 각 임펠러의 유량 변화에 따른 입사각의 변화를 tip side 및 hub side에 대해서 나타내었다. 먼저 tip side를 보면, 입사각은 전 유량에서 임펠러 입구각 설계를 반영하여 IM-3이 가장 크며 IM-2, IM-1 순으로 되어 있으며 유량의 감소와 더불어 증가하고 있다. 이 입사각은 어떤 유량을 경계로 급증하고 있으며 이 유량은 상기의 임펠러 입구측 역류개시 유량과 일치한다. 한편, hub side에서도 임펠러 설계각을 반영하여 입사각의 크기는

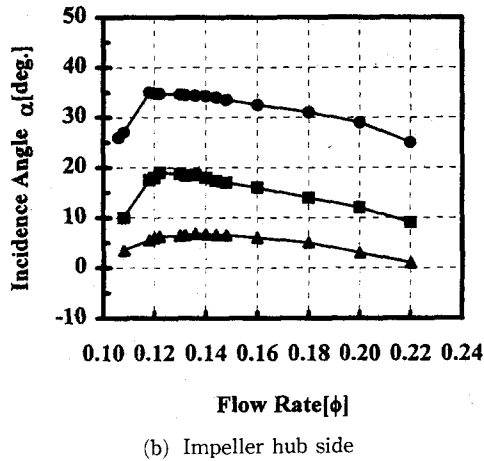
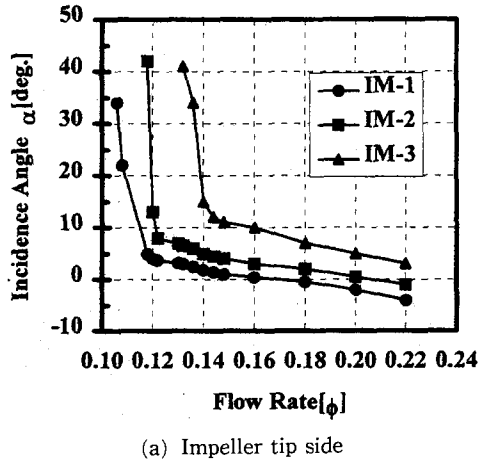


Fig. 7 Relation to flow rate and incidence angle

tip side와 반대로 IM-1, IM-2, IM-3 순이며 유량의 감소와 더불어 증가한다. 그러나 임펠러 입구측 tip side의 역류 발생과 동시에 IM-1, IM-2는 급격히, IM-3은 서서히 감소한다. hub side에서 입사각 감소의 완급은 tip side에서 발생하는 역류의 규모에 의해 좌우되며,⁽⁹⁾ IM-1, IM-2는 비교적 대규모의 역류가 IM-3은 소규모의 역류가 발생하고

Table 2 Onset of reverse flow

	IM-1	IM-2	IM-3
Inlet reverse flow rate [ϕ]	0.110	0.120	0.136
Outlet reverse flow rate [ϕ]	0.100	0.105	0.096

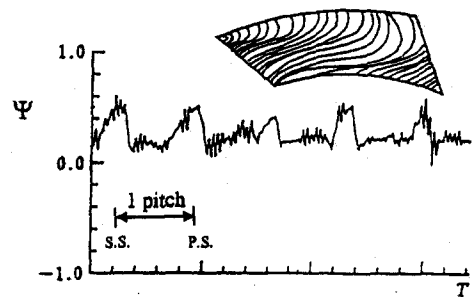
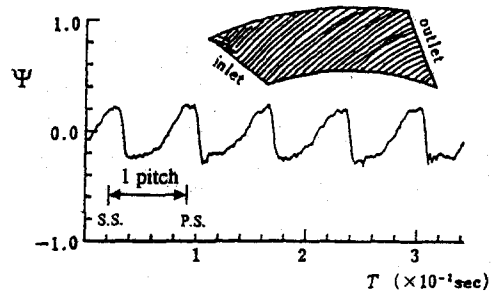
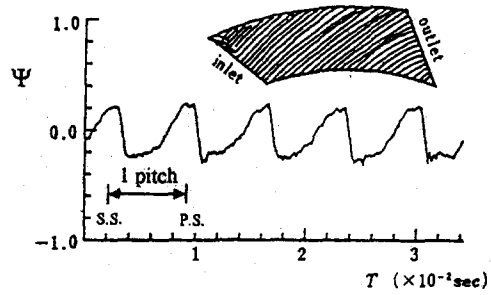


Fig. 8 Unstable pressure waves and oil flow pattern (impeller IM-3)

있음을 알 수 있다.

3.2 압력파형과 내부 유동상태

Fig. 8에는 IM-3의 설계점 유량 $\phi=0.20$ 및 $\phi=0.12$, $\phi=0.10$ 의 임펠러 전연 ($s/L=0.24$)에서 측정된 임펠러 외주의 비정상 압력파형을 임펠러 5 pitch분에 대해서 나타낸다. 그림에서 가로축은 측정시간을 세로축은 압력계수를 나타내며 또한 각 유량에 대응하는 임펠러 부압면의 유막패턴도 함께 나타내었다.

먼저 $\phi=0.20$ 를 보면, 압력파형은 임펠러 부압면에서 압력면으로 압력증가가 주기적으로 이루어지고 있으며 임펠러 각 1 pitch의 부압면 근방에 약간의 흐트러진 파형 변동은 보이나 전체적으로는 안정된 파형을 나타내고 있다. 유막패턴에서도 입구측 tip side에서 약간의 박리된 유막패턴을 나타내고 있으나 그 이외의 영역에서는 임펠러 입구측에서 출구측을 향하여 안정된 유동을 하고 있다. 유막패턴과 압력파형과의 대비로부터 상기의 임펠러 각 1 pitch 부압면 근방의 압력파형은 유막법에서 관찰된 박리가 원인임을 알 수 있다. $\phi=0.12$ 에서도 전체적으로는 부압면에서 압력면으로 압력증가는 나타나고 있으나 압력파형에 굴곡이 심하게 나타나는 매우 불안정한 유동상태를 보이고 있다. 특히, 임펠러 각 pitch 사이의 파형 모양의 주기성도 많이 흐트러져 부압면 근방에 압력의 증가가 거의 없는 평탄한 압력 파형의 영역도 나타나고 있다. 유막패턴에서는 임펠러 tip side에 국한된 입구측 역류가 관찰되어 이 역류가 압력파형에 나타나고 있다. $\phi=0.10$ 에서는 유막패턴에서 볼 수 있듯이 임펠러 입구측 역류가 출구부근에까지 미치는 대규모의 역류가 관찰되고 있다. 이 역류의 영향으로 압력파형의 평탄한 부분이 임펠러 압력면 부근에까지 확대되고 있다. 이 유량역에서도 각 압력파형은 굴곡이 매우 심하여 상당히 불안정한 유동상태임을 알 수 있다.

한편, 그림으로 나타내지는 않았지만 IM-1의 $\phi=0.20$ 에서는 IM-3의 $\phi=0.20$ 와 같은 경향으로 임펠러 부압면에서 압력면으로 주기적이며 연속적으로 압력증가가 이루어지고 있으며 유막패턴에서도 안정된 유동을 하고 있다. $\phi=0.12$ 에서는 파형에 약간의 굴곡은 나타나고 있으나 IM-3에서 발생하는 소규모의 역류는 발생하지 않고 있다. $\phi=0.10$ 에서는 IM-3에서와 같이 입구측의 대규모 역류가 발생하고 있으며 압력파형도 임펠러 부압면의 평탄한 파형이 압력면 부근에까지 미치며 불안정한 유동을 나타내고 있다.

IM-2에서는 IM-3의 $\phi=0.12$ 에서 관찰되는 임펠러 입구 tip side의 소규모 역류는 명확히 나타나지는 않으나 박리-실속의 유막패턴이 관찰되며 $\phi=0.10$ 에서는 대규모의 입구측 역류가 발생한다.

Fig. 9에는 참고로 IM-3부압면의 $\phi=0.12$ 에서 tip side에 국한된 소규모 역류가 발생한 유막패턴과 $\phi=0.10$ 에서 발생한 입구측 역류가 출구부근에

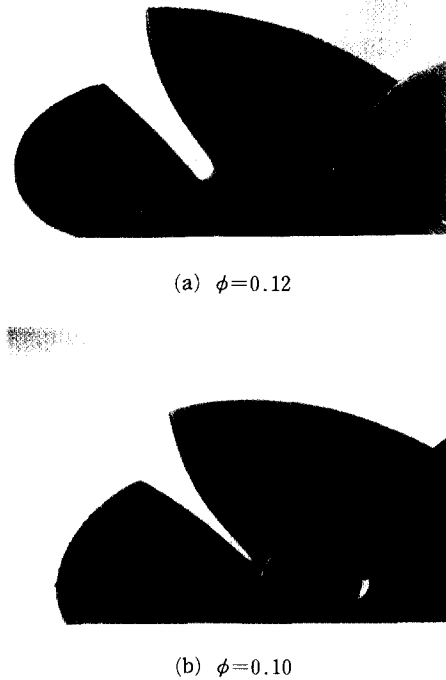
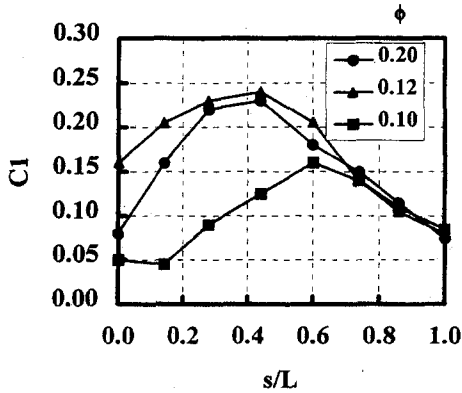


Fig. 9 Oil flow pattern (impeller IM-3)

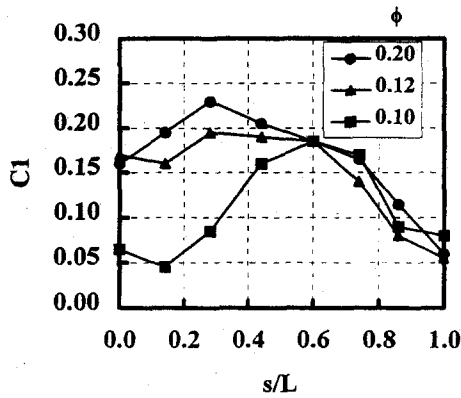
까지 미치고 있는 유막패턴을 사진촬영하여 나타낸다.

이상으로부터, 유량을 설계점에서부터 감소시켜 나아가면 부분유량역에서 각 임펠러의 입구측에서는 임펠러 부압면 출구부근에까지 미치는 대규모의 역류가 발생한다. 그러나 임펠러 tip side에서 입구각을 크게 설계한 IM-3에서는 임펠러 입구측 tip side에 국한된 소규모 역류가 먼저 발생한 후에 상기의 대규모 역류가 발생하고 있다. 상기의 소규모 역류 및 대규모 역류는 임펠러 익간에 있어서, 그 규모의 확대 및 축소를 반복하는 매우 불안정한 유동을 하고 있는 것으로 판단된다. 한편, 유막법에 의하면 IM-3 임펠러 입구측 tip side에 국한된 소규모의 역류가 발생하기 직전에는 박리-실속의 유막 패턴이 관찰된다. 이 박리-실속은 Fig. 7에 나타내는 유량과 임펠러 입사각과의 관계에서 알 수 있듯이 입사각의 증가에 의해서 발생하는 것으로써 박리-실속이 발달 확대되면 소규모의 역류로 발전된다.⁽⁹⁾

Fig. 10에는 상기의 각 유량에 대한 임펠러 전연



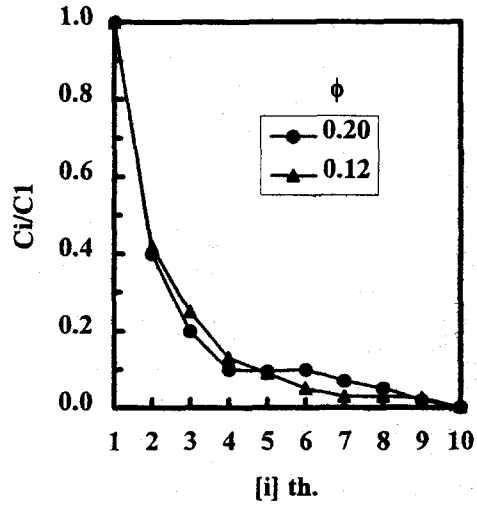
(a) IM-1



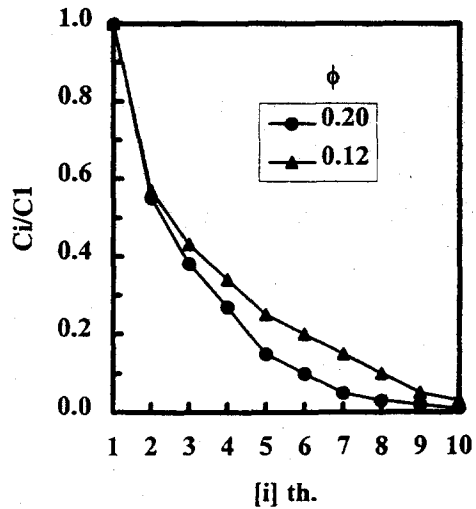
(b) IM-3

Fig. 10 Variations of fourier 1st. coefficient

($s/L=0.0$)에서 후연($s/L=1.0$)까지의 압력파형을 후리에 해석하여 그 1차계수를 나타낸 것이다. 여기에서 후리에 1차계수는 압력파형의 진폭을 나타내는 것으로써, 양 임펠러 $\phi=0.20$, $\phi=0.12$ 에 있어서 임펠러 전반부($s/L=0.2\sim 0.4$)에서 최대치를 나타내며 임펠러 후연($s/L=1.0$)에 가까워질수록 감소하고 있다. 한편, 양 임펠러 모두 입구측 대규모 역류가 발생한 $\phi=0.10$ 에서는 전연에서부터 중앙부근까지의 계수의 저하가 두드러진다. 그러나 $s/L=0.6$ 이상에서는 계수의 변화는 거의 없다. 대규모 역류 발생시의 후리에 1차계수 저하 범위는, 역류의 발생으로 인하여 익간의 압력파형의 진폭에 영향을 미치므로, 그 역류의 규모를 반영한다. 임펠러 부하분포를 변경한 경우,⁽¹¹⁾ 그 규모에 영향이 있었다. 그러나 본 연구에서와 같은 임펠러 입구각간의 변경은 대규모 역류의 규모에 큰 영향은 나타나지 않고 있다.



(a) IM-1



(b) IM-3

Fig. 11 Relation to Fourier 1st. and i th. order coefficient

또한, 각 임펠러의 $\phi=0.20$ 과 $\phi=0.12$ 의 계수에 대해서 검토한다. IM-1의 $s/L=0.0$ 에서 $s/L=0.6$ 사이에서는 $\phi=0.20$ 의 계수가 $\phi=0.12$ 보다 낮은 분포값을 나타내고 있다. 이것은 임펠러 입구각의 변경으로 Fig. 7에서 알 수 있듯이 $\phi=0.20$ 에서 과소 유입각이 되었기 때문이다. IM-3에서는 IM-1과 반대로 $\phi=0.12$ 의 계수가 $\phi=0.20$ 보다 낮은 분포값을 나타내고 있다. 이것은 IM-3의 입사각 증대로 인하여 박리-실속이 발달하여 소규모 역류

가 발생한 영향이다.

Fig. 11에는 각 임펠러 전연의 위치($s/L=0.24$)에서 측정된 압력파형을 상기의 후리에 해석에서 구한 1차 계수와 i 차 계수와 의 비를 유량 $\phi=0.20$ 및 $\phi=0.12$ 에 대해서 나타낸다. Fig. 11의 가로축은 후리에 계수를 1차부터 10차까지 취했으며 세로축은 각 차수의 계수와 1차 계수와 의 비로 표시하였다. 먼저, IM-1은 각 유량에 있어서 3차까지의 계수가 지배적으로 유량의 변화에 의한 계수의 영향은 거의 없다. 한편, IM-3에서는 $\phi=0.20$ 에서 5차까지가 지배적이며 $\phi=0.12$ 에서는 고차항의 계수가 더욱 큰 값을 나타내고 있다. 즉, IM-1은 유량의 변화에 따른 내부유동의 변화가 거의 없어 $\phi=0.12$ 에서도 비교적 안정된 유동을 하고 있으며, IM-3에서는 $\phi=0.12$ 에서 발생하는 소규모의 역류가 상당히 불안정한 유동임을 반영하고 있다.

3.3 임펠러 실속의 평가

유량의 감소와 더불어 임펠러에 대한 입사각이 증가하고 어떤 한계 이상으로 되면 임펠러는 박리-실속하여 성능의 저하를 초래하게 된다. 임펠러의 실속 평가는 Lieblein⁽¹⁴⁾이 제안한 상당확산계수(diffusion factor, D^*eq)가 유용하며, 사류 임펠러의 경우 2차원 직선익열로 寫像하여 계산한다.⁽¹⁵⁾ D^*eq 는 임펠러 익 입구에서부터 출구까지의 유속의 감속율을 나타내는 계수로써 임펠러 익의 현절비, 입사각, 임펠러 출구각 등등을 파라미터로 하는 실험식으로 계산한다. 한편, 임펠러 실속에 의한 성능의 저하는 입구측 tip side의 영향에 기인하며 D^*eq 의 값이 2.0 이상에서는 실속에 의한 손실이 현저히 나타난다. 이 박리-실속이 펌프의 불안정특성 발생의 한 원인이라 여겨지고 있다.^(14, 15) 본 논문에서는 문헌 (15)의 방법으로 상당확산계수 D^*eq 의 값을 구했다.

Fig. 12에 각 임펠러의 입구측 tip side에서의 D^*eq 의 유량에 따른 변화를 나타낸다. Fig. 12로부터 D^*eq 의 값은 유량의 감소와 더불어 증가하고 있다. 그러나 IM-1에서는 부분유량역에서도 D^*eq 의 값이 2.0 이상은 되지 않고 있다. IM-3에서는 설계점을 비롯하여 전 유량역에서 IM-1보다 높은 값을 나타내고 있다. 특히 부분유량역에서는 급격한 D^*eq 의 증가가 나타나 $\phi=0.14$ 에서는 약 2.1을 나타내고 있다. Fig. 4에 나타난 성능곡선의 부분유량역에서 IM-3의 성능 및 양정이 IM-1보다 낮

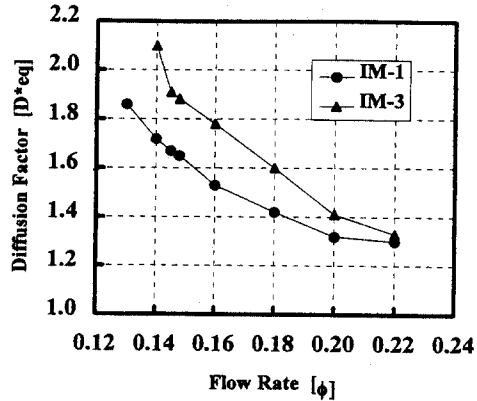
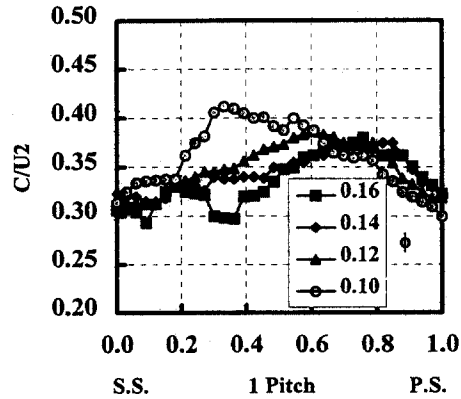
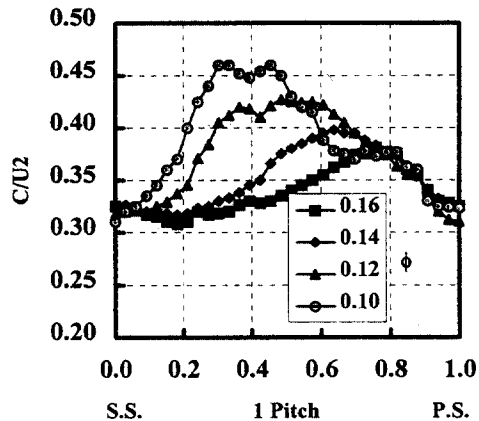


Fig. 12 Relation to flow rate and diffusion factor



(a) IM-1



(b) IM-3

Fig. 13 Outlet velocity distribution in impeller blade one channel

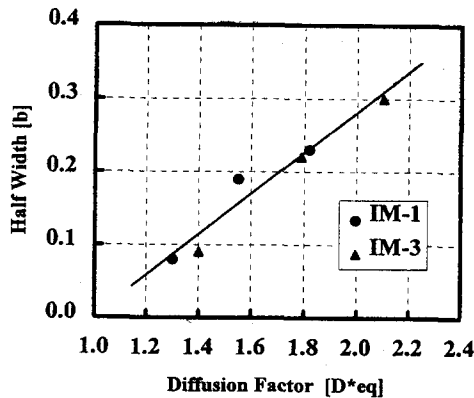


Fig. 14 Relation to diffusion factor and half width

아지는 원인이 임펠러의 실속에 의한 것임을 알 수 있다. 그러나, 본 연구에서는 임펠러의 실속이 불안정특성의 발생에 직접적으로 연결되지는 않았다.

Fig. 13에는 각 임펠러 출구 직후 tip side에서의 유속변동 파형을 열선 유속계(KANOMAX 사제)로 측정하여 임펠러 1 pitch로 위상평균한 유속분포를 나타낸다. 가로축은 임펠러 부압면에서 압력면까지의 1 pitch를 나타내며 세로축은 측정한 유속을 임펠러 외주의 원주속도로 나누어 무차원화하였다. 임펠러 익간 유속은 유량의 감소와 더불어 진폭이 커지고 있으며, 그 진폭의 피크를 나타내는 점은 임펠러 압력면 쪽에서 부압면 쪽으로 이동하고 있다. 여기에서 나타낸 유속은 임펠러 출구 직후의 절대유속을 측정한 결과이므로 유속의 피크값은 상대속도의 최소값을 나타내고 있다. 즉, 유량의 감소에 따른 익간 유속분포에서의 진폭의 증가는 임펠러 익 후류(wake)영역의 확대를 의미한다. 유량 감소에 따른 각 임펠러 후류영역의 확대는 IM-1보다 IM-3에서 현저하다.

Fig. 14에는 Fig. 13에서 나타낸 각 임펠러 출구 직후의 유속분포에 대하여 후류의 半幅(half width) b 를 구하여 상당확산계수 D^*eq 와의 관계를 나타낸다. 여기에서 후류의 半幅(half width) b 는 유속결손의 크기로서 임펠러의 항력(drag)을 나타내며 혼합손실의 원인이 된다. Fig. 14로부터 상당확산계수 D^*eq 와 후류의 반폭 b 는 직선으로 근사되어 선형적인 상관관계를 하고 있다. 즉, 임펠러 전연에서의 박리-실속의 발생-발달은 임펠러 출구 직후에서의 후류 확대의 원인임을 알 수 있다. 임펠러 출구 직후의 후류는 하류에서 균일화되지만,

IM-3과 같이 부분유량역에서 후류역이 현저하게 확대된 경우, 균일화시에 큰 혼합손실이 생기게 된다. 이것이 Fig. 4에서 IM-3의 부분유량역 성능이 IM-1보다 낮은 이유이나 실속의 발생이 곧 불안정특성의 발생으로 이어지지 않는다는.

4. 결 론

임펠러 출구각 분포(유동형식)와 임펠러 자오면 단면 형상이 동일하고 임펠러 입구각만이 상이한 3 종류의 임펠러를 설계하여, 5공 피토-관 및 열선 유속계를 이용한 유속분포 측정, 유막법을 이용한 내부유동의 가시화, 임펠러 외주의 비정상 압력분포 측정 등의 실험을 통하여 임펠러 입구각 변경이 내부유동과 특성에 미치는 영향에 대해서 검토하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 임펠러 입구각 변경은 설계점보다도 부분유량역 유속분포에 영향이 현저하다. 특히, 입구측에는 역류발생 유량 및 그 초생 규모에, 출구측에는 자오면 유속분포보다도 원주방향 유속분포에 그 영향이 나타나고 있다. 그러나 출구측 역류개시는 거의 같은 유량에서 발생하고 있다.

(2) 상기에서 임펠러 tip side의 입구각을 크게 설계한 IM-3은 박리-실속의 발달에 의한 소규모의 역류가 발생한 후에 대규모 역류가 발생한다.

(3) 임펠러 입구각 변경으로 박리-실속의 억제 혹은 촉진이 가능하며, 상당확산계수 D^*eq 와 후류폭 b 는 선형적인 상관관계를 하고 있다.

(4) 임펠러 전연의 박리-실속의 발달은 후류 확대의 원인이며 부분유량역에서의 성능을 저하시키는 요인이나 박리-실속과 불안정특성과는 직결되지 않는다.

참고문헌

- (1) 白倉 創明, 豊倉 富太郎, 1971, "タ-ボ機械の低流量域特性," 機械の研究, 第23卷1號, pp. 211~217.
- (2) 村井 等, 1967, "油膜法による軸流ポンプの低流量域における流跡とその特性との關係," 日本機械學會誌, 第70卷578號, pp. 359~364.
- (3) Toyokura. H., 1978, "Internal Flows and Unstable Characteristics of the Turbo Machinery," *Turbo Machinery*. Vol. 6-7, pp. 390~395. (in

- Japanese)
- (4) Sudo. S and Kondo. M., 1977, "Investigation of Internal Flows on the Mixed-Flow Pump," *Turbo Machinery*. Vol. 5-12, pp. 754~759. (in Japanese)
- (5) Matsumura. K., 1978, "Problem of the Design on the Pump Characteristics," *Turbo Machinery*. Vol. 6-9, pp. 542~549. (in Japanese)
- (6) Kaneko. G., 1986, "Study on Mixed-Flow Fan of the Low Load Type Impeller," *Trans. JSME. Ser B*, Vol. 52-473, pp. 379~387. (in Japanese)
- (7) Tahara. H. and Shoji. H., 1987, "Influence of Spanwise Loading Distribution of Mixed-Flow Impeller on Pump Characteristics," *The 2nd China-Japan Joint Conference on Fluid Machinery*, pp. 55~62.
- (8) Balakrishnan. K., 1983, "Recirculation at Pump Inlet," *Proc. 7th Conf. Hungary, Fluid Machinery* Vol. 1, pp. 21~29.
- (9) Tahara. H. and Shoji. H., Lee. S. K., 1989, "Influence of the Cone Angle on Flow Pattern and Characteristics of Mixed-Flow Pump," *Trans. JSME. Ser B*, Vol. 55-515, pp. 1952~1957. (in Japanese)
- (10) Kubota. N., 1980, "Influence of Meridian Profile Mixed Flow Impeller on Pump Characteristics," *Proc. of IAHR Symposium TOKYO*, pp. 379~386.
- (11) Shoji. H., Tahara. H., Lee. S. K., 1990, "Influence of the Spanwise Loading Distribution of Mixed-Flow Impeller on Pump Characteristics," *Turbo Machinery*. Vol. 18-4, pp. 225~230. (in Japanese)
- (12) Lee. S. K., Shoji. H. and Tahara. H., 1990, "Influence of the Spanwise Loading Distribution on the Flow Condition of a Mixed-Flow Pump," *Trans. JSME. Ser B*, Vol. 56-529, pp. 2665~2671. (in Japanese)
- (13) Lee. S. K., Shoji. H. and Tahara. H., 1993, "The Influence of the Inlet Angle Distribution on Internal Flows through Impellers of a Mixed-Flow Pump," *Turbo Machinery*. Vol. 21-4, pp. 208~214. (in Japanese)
- (14) Lieblein. S., 1959, "Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades," *Trans. ASME. Ser D*, 81-3, pp. 387~394.
- (15) 井上等, 1983, "RC-60 斜流ターボ機械の準三次元設計と性能予測調査研究分科會研究成果報告書," 日本機械學會.