

# 익단간극이 원심압축기 성능에 미치는 영향에 관한 수치해석적 연구

음 학 진<sup>†</sup> · 강 신 형<sup>\*</sup>

(2002년 10월 23일 접수, 2003년 1월 25일 심사완료)

## Numerical Study on Tip Clearance Effect on Performance of a Centrifugal Compressor

Hark-Jin Eum and Shin-Hyoung Kang

**Key Words :** Tip Leakage Flow(간극누설유동), Centrifugal Compressor(원심압축기), Tip Clearance(익단간극), Secondary Flow(이차유동), Loss Factor(손실계수), Performance and Efficiency Drop(성능 및 효율 감소)

### Abstract

Effect of tip leakage flow on through flow and performance of a centrifugal compressor impeller was numerically studied using CFX-TASCflow. Seven different tip clearances were used to consider the influence of tip clearance on performance. Secondary flow and loss factor were evaluated to understand the loss mechanism inside the impeller due to tip leakage flow. The calculated results were circumferentially averaged along the passage and at the impeller exit for quantitative discussion. Tip clearance effect on performance could be decomposed into inviscid and viscous components using one dimensional equation. The inviscid component is related with the specific work reduction and the viscous component is related with the additional entropy generation. Two components affected performance equally, while efficiency drop was mainly influenced by viscous loss. Performance and efficiency drop due to tip clearance were proportional to the ratio of tip clearance to exit blade height. A simple model suggested in the present study predict performance and efficiency drop quite successfully.

기호설명

$C_p$  : 정압비열

$C_\theta$  : 회전방향 절대속도

$C_m$  : 자오면방향 절대속도

$p_o$  : 전압력

$R$  : 가스상수

$T_o$  : 전온도

$h_o$  : 전엔탈피

$\dot{m}$  : 질량유량

$s$  : 엔트로피

$t$  : 익단간극

$u$  : 임펠러 접선속도

$v$  : 속도

$\beta$  : 상대유동각도

$\gamma$  : 비열비

$\eta$  : 효율

$\pi$  : 전압비,  $p_{o2}/p_{o1}$

$\tau$  : 전온도비,  $T_{o2}/T_{o1}$

$\zeta$  : 손실계수

$\Delta$  : 증분량

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 서울대학교 대학원  
기계항공공학부

E-mail : eum@turbo.snu.ac.kr

TEL : (02)880-7118, FAX : (02)883-0179

<sup>\*</sup> 회원, 서울대학교 기계항공공학부

상첨자 및 하첨자	
1	: 임펠러 입구
2	: 임펠러 출구
$m$	: 자오면 방향
$n$	: 날개 수직방향
$l$	: 누설유동
$lm$	: 주날개 선단
$tm$	: 주날개 끝단
$ls$	: 사이날개 선단
$ts$	: 사이날개 끝단
*	: 0.0mm 간극

## 1. 서론

고속으로 회전하는 원심압축기에서는 원심력에 의한 응력증가로 인해 덮개가 없는 임펠러가 주로 사용된다. 이 경우 임펠러의 익단과 케이싱 사이에는 약간의 틈이 존재하는데 이것을 익단간극이라고 한다. 원심압축기 임펠러의 성능저하 및 효율감소는 여러 가지 원인에 의해 발생된다. 유동 박리에 의한 손실, 날개 선단에서 실속에 의한 손실, 이차유동에 의한 손실, 점성손실, 충격파에 의한 손실 및 간극누설유동에 의한 손실 등 그 원인은 다양하다. 하지만, 적은 유량에서 높은 압력비를 요구하는 낮은 비속도를 갖는 임펠러의 경우 유로가 좁고 길기 때문에 날개의 높이는 중요한 설계변수가 된다. 특히 비속도가 낮은 작은 크기의 압축기에서는 날개 높이에 비해 간극이 차지하는 비율이 자연히 커지기 때문에 다른 손실요소보다 간극누설유동이 압축기의 성능 및 효율에 큰 영향을 미친다고 생각할 수 있다.

원심압축기의 간극누설유동에 관한 연구에는 임펠러 내부의 간극누설유동에 의한 유동특성에 대한 연구와 손실 및 효율을 예측하기 위한 모델링에 대한 연구가 주를 이루어 왔다. 간극누설유동은 날개의 압력면과 흡입면 사이의 압력차에 의한 비점성 메커니즘에 의해 발생한다.<sup>(1)</sup> Senoo와 Ishida<sup>(2)</sup>는 압축기 임펠러의 간극에 의한 압력손실을 세분화한 다음 간극유동의 속도 및 유량을 압력면과 흡입면의 압력차에 의해 산출하고 효율감소를 예측하였다. 또한, 간극의 형상<sup>(3)</sup> 및 임펠러의 미끄럼계수의 변화<sup>(4)</sup>를 고려하여 간극에 의한 효율감소를 예측하고 실험결과와 비교하였다. 하지만, 이러한 모델은 많은 경험적인 상수를 필요로 하게 되어 임펠러의 형상이 변할 때 마다 다른 상수를 결정해 주어야 하는 단점이 생기게 된다. 한편, 간극누설유동에 따른 임펠러 내부유동의 특

성에 관한 연구는 실험 및 수치해석적으로 연구되고 있고 Farge et al.<sup>(5)</sup> 과 Larosiliere<sup>(6)</sup>의 연구는 간극누설유동에 의한 임펠러 내부의 정성적인 유동 특성을 잘 보여준다.

본 연구에서는 수치해석을 이용하여 간극누설유동이 원심압축기 임펠러 내부 유동특성에 미치는 영향에 대해 살펴보고, 간극변화에 따른 성능변화를 정량적으로 살펴보았다. 마지막으로 성능예측을 위한 간단한 모델을 제시하였다.

## 2. 임펠러 모델 및 수치해석 방법

본 연구에서는 수치해석을 위해 베인 디퓨저가 장착된 보조동력장치의 원심압축기 임펠러를 선택하였다. 하지만, 베인 디퓨저가 장착된 경우 임펠러와 디퓨저간의 상호작용에 의해 임펠러의 유동은 하류의 디퓨저 영향을 받게 되며, 임펠러와 디퓨저의 상대운동으로 비정상 거동을 보인다.<sup>(7)</sup> 따라서 간극만의 영향을 고려하기 위해서는 임펠러를 단순화 시킬 필요가 있다. 임펠러와 디퓨저의 상호작용을 배제하고 간극에 의한 영향만을 고려하기 위해 본 연구에서는 베인없는 디퓨저를 사용하였다. 또한, 실제 임펠러는 운전시에 축방향으로 밀려나기 때문에 간극은 변하게 된다. 이러한 간극변화를 고려하기 위해 간극변화를 단순화할 필요가 있다. 임펠러의 형상을 그대로 두고 간극을 변화시키면 임펠러의 입구직경과 출구폭이 바뀌어 유로면적이 변하게 된다. 따라서 이러한 문제점을 없애기 위해 임펠러의 입구면적과 출구면적을 고정시키고, 임펠러의 높이를 균일하게 변화시키면서 간극을 증가시키는 방법을 선택하였다. Fig. 1은 자오면에서 본 임펠러의 형상을 보여준다. 간극은 임펠러의 선단에서 끝단까지 균일한 분포를 가지며, 간극은 0.0mm인 임펠러를 포함하여 0.2, 0.3, 0.5, 0.7, 0.9, 1.1mm가 사용되었다. 임펠러의 제원은 Table 1에 나타내었다. 여기서 간극이 0.0mm인 임펠러는 간극이 없는 임펠러로써 간극변화의 기준 데이터를 얻기 위해 추가되었다.

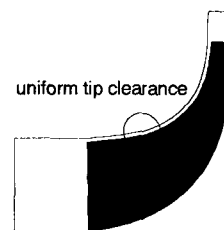


Fig. 1 Tip clearance uniformly distributed from the leading to trailing edge of the impeller

Table 1 Specification of the impeller

Mass flow rate	1.05 kg/s
Rotating Speed	60,000 rpm
No. of blade(main + splitter)	13+13
Radius of impeller exit	82 mm
Outer radius of impeller inlet	54 mm
Inner radius of impeller inlet	28 mm
Backsweep angle of impeller	-25 deg
Tip clearance	0.0 ~ 1.1 mm
Impeller exit height	6.4 mm

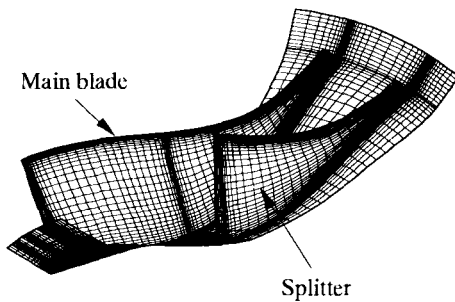


Fig. 2 Computational grid of the impeller

수치해석을 위한 계산격자는 CFX-TurboGrid를 사용하여 생성되었다. Fig. 2는 생성된 격자이며 베인없는 디퓨저의 일부분만이 포함되었다. 격자는 주날개와 사이날개를 각각 하나씩 포함하도록 하였으며, 유동방향으로 86개의 격자점과 회전방향으로 49개의 격자점 및 스펠방향으로 36개의 격자점을 사용하였다. 일반적으로 간극에서의 유동은 비점성유동이기에 때문에 상대적으로 적은 수의 격자로 해석이 가능하다.<sup>(17)</sup> 따라서 본 연구에서는 간극의 크기에 따라서 4~9개의 격자를 사용하였다. 수치해석을 위해서는 터보기계의 유동해석에 주로 사용되고 있는 상용 프로그램인 CFX-TASCflow를 사용하였다. 난류모델로는  $k-w$  모델을 사용하였고 정상유동해석을 수행하였다.

경계조건으로는 임펠러의 입구에 전압, 전온도 및 유동각을 주었고, 출구에는 질량유량조건을 설정해 주었다. 덮개가 없는 임펠러의 경우 케이싱은 회전하지 않고 고정되어 있기 때문에 회전하는 임펠러의 날개와 비교하여 반대방향으로 움직이게 된다. 때문에 케이싱에는 정지좌표계를 적용하고, 임펠러의 날개영역에는 회전좌표계를 적용하여 임펠러와 케이싱 사이에 상대운동이 존재하게 했다.

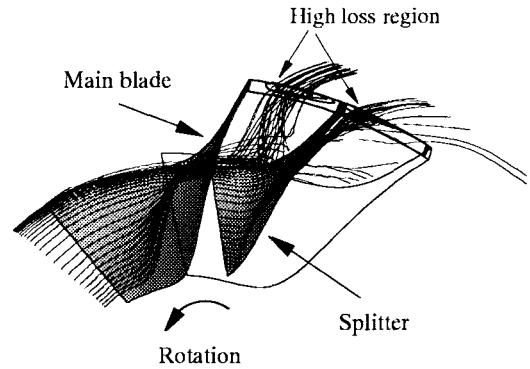
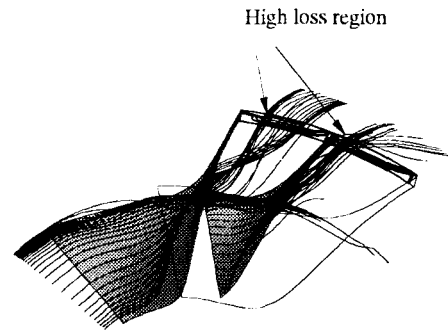
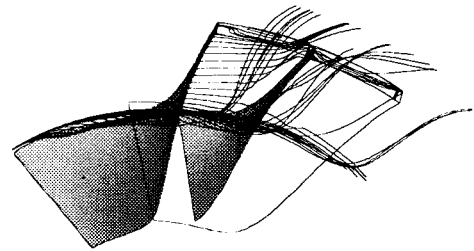


Fig. 3 Streamlines passing by the leading edge of blade with zero tip clearance



(a)



(b)

Fig. 4 Streamlines passing by the leading edge of blade (a) and through tip clearance (b) with 1.1 mm tip clearance

### 3. 계산결과 및 고찰

#### 3.1 임펠러 내부의 유동특성

주날개와 사이날개 선단의 흡입면을 통과하는 유선은 임펠러 내부에서 발생하는 이차유동특성을 잘 보여준다. Fig. 3은 간극없는 임펠러의 유선분포를 나타낸다. 날개 흡입면의 선단을 통과한 유선은 임펠러의 자오면 곡률에 의해 발생한 원심력

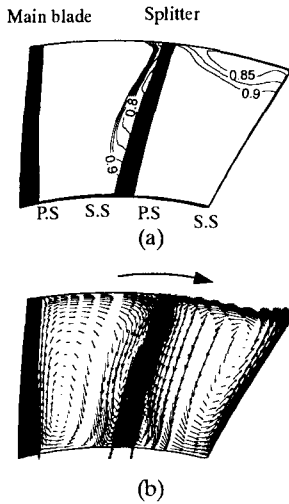


Fig. 5 Loss factor (a) and Secondary flow (b) at  $ll/s = 0.45$  of zero tip clearance impeller

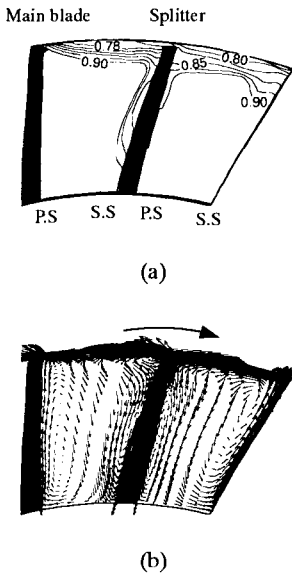


Fig. 6 Loss factor (a) and Secondary flow (b) at  $ll/s = 0.45$  of 0.5 mm tip clearance impeller

에 상응하는 압력구배에 의해 흡입면을 따라 허브에서 케이싱 방향으로 말려 올라가고, 케이싱 근처에서는 임펠러와 케이싱의 상대운동에 의해 다시 흡입면에서 압력면 쪽으로 밀려나면서 전체적으로 유로를 따라 시계방향으로 회전하면서 하류로 흐르는 양상을 보인다. 또한 임펠러 출구에 모인 날개선단의 흡입면을 통과한 유선은 주날개와 사이날개 사이의 유로중앙과 사이날개의 흡입면 근처에 손실영역을 형성한다. 손실영역은 임펠러에서 발생한 엔트로피 증가량으

로 정의된 손실계수( $\zeta$ )로 나타낼 수 있다.<sup>(8)</sup>

$$\zeta = \exp(-\Delta s/R) \tag{1}$$

손실계수( $\zeta$ )는 0에 가까운 값일수록 손실이 많이 발생함을 의미하며, 손실이 없다면 1의 값을 갖는다. 임펠러 출구에서의 엔트로피 증가량은 임펠러 내부에서 발생한 모든 손실들이 축적된 양이므로 손실분포를 나타내는데 아주 유용하다. Fig. 4는 간극이 1.1mm인 임펠러 내부의 유선분포를 나타낸다. Fig. 4(a)는 날개 흡입면의 선단을 통과한 유선분포이며, Fig. 4(b)는 주날개의 간극을 통과한 유선분포를 나타낸다. Fig. 3과는 달리 날개선단의 익단 부근에서는 누설유동에 의해 와류가 형성되고, 한번 누설된 유동은 다음 날개에서 한번 더 누설되어 출구에서 넓은 손실영역을 형성한다.

간극누설유동에 의한 임펠러 내부의 유동특성을 자세히 살펴보기 위해 날개 선단에서 케이싱을 따라 임펠러 길이의 45% 지점( $ll/s=0.45$ )의 한 단면에서 이차유동과 손실분포를 Fig. 5와 Fig. 6에 나타내었다. 이차유동은 주유동(primary flow)과 수직인 두 속도성분으로 나타낼 수 있다. 또한 손실분포는 손실계수가 0.9이하의 값으로 나타내었다. 간극이 없는 경우(Fig. 5(a)) 손실은 사이날개의 흡입면(S.S)에 걸쳐서 분포하고 있으며 사이날개의 오른쪽 유로에서는 케이싱 근처에 분포하고 있다. 반면에 간극이 존재하면(Fig. 6(a)) 누설유동에 의해 손실은 대부분 케이싱 근처에 분포하게 된다. 간극이 없는 경우(Fig. 5(b)) 주날개의 압력면(P.S)과 흡입면(S.S) 및 사이날개의 흡입면에서의 이차유동은 허브에서 케이싱 방향으로 날개벽면을 따라 흐르게 된다. 이것은 앞에서 설명하였듯이 원심압축기의 특성상 유로(Fig. 1)가 축방향에서 반경 방향으로 곡률을 갖기 때문에 유로를 통과하는 유체는 곡률에 의해 원심력을 받게 되고 이러한 원심력에 상응하는 압력구배가 허브에서 케이싱 방향으로 형성되게 된다. 이때 상대적으로 운동량(momentum)이 적은 벽면에서는 압력구배에 의해 허브에서 케이싱 방향으로 흐르는 유동이 형성된다. 한편, 사이날개의 오른쪽 유로에서는 허브에서 케이싱까지 이동한 유동은 케이싱이 임펠러와 함께 회전하기 않기 때문에 임펠러에 대해 오른쪽에서 왼쪽으로 움직이는 상대운동을 하게 되어 흡입면(S.S)에서 압력면(P.S)으로 이동하게 된다. 반면에 사이날개의 왼쪽 유로에서는 임펠러의 회전에 따른 Coriolis 힘 및 압력면과 흡입면의 압력구배

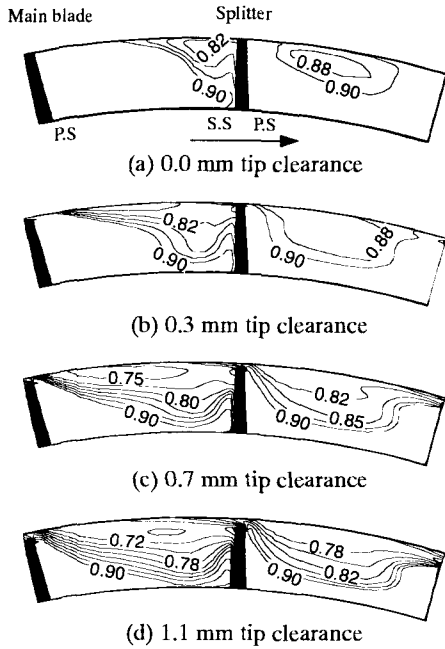


Fig. 7 Loss factor ( $\zeta$ ) at  $l/s = 0.94$

에 의해 압력면에서 흡입면으로 이차유동이 형성된다. 하지만, 간극이 존재하게 되면(Fig. 6(b)) 이차유동의 분포는 양상이 달라진다. 케이싱 근처에서는 간극누설유동에 의해 오른쪽에서 왼쪽으로 흐르는 강한 이차유동이 형성되어 손실영역이 대부분 케이싱 근처에 형성하게 된다.

간극변화에 따른 임펠러 내부의 손실특성은 임펠러 출구에서의 손실분포로 확인할 수 있다. Fig. 7은 임펠러 선단에서 약 94% 지점에서의 간극변화에 따른 손실계수의 분포를 나타낸다. 간극이 없는 경우는 사이날개의 흡입면에서 손실이 크게 발생하고, 간극이 증가할수록 누설유동에 의해 손실영역은 주날개 쪽으로 넓어진다. 또한, 사이날개의 오른쪽 유로에서도 간극이 증가할수록 손실영역이 넓어지고 있다. 하지만, 사이날개의 왼쪽 유로에서의 손실분포와는 양상이 다르다.

간극변화에 따른 임펠러 내부의 성능변화를 살펴보기 위해 간극이 없는 임펠러의 계산결과에 대하여 전압력분포, 전온도분포 및 엔트로피 증가의 변화량을 임펠러 내부에서 질량평균하여 살펴보았다. Fig. 8~10은 임펠러 입구에서 출구까지 이들의 평균된 양의 변화를 나타낸다. 간극이 증가할수록 전압력손실과 전온도손실 및 엔트로피 상승량은 증가한다. 하지만, 간극이 0.2mm와 0.3mm의 경우는 주날개의 선단과 사이날개의 선단에서 한 때

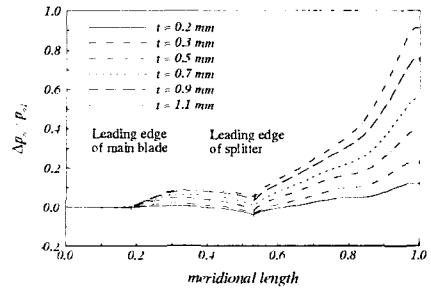


Fig. 8 Variation of total-to-total pressure ratio along the flow passage

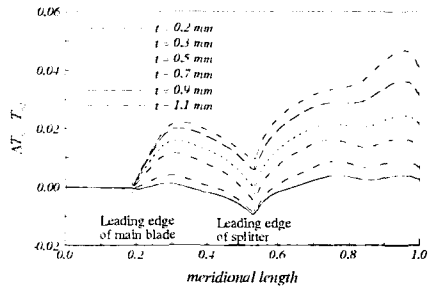


Fig. 9 Variation of total-to-total temperature ratio along the flow passage

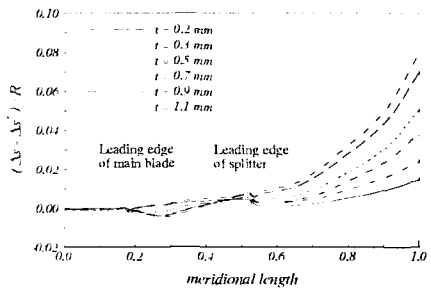


Fig. 10 Variation of additional entropy generation along the flow passage

전압력손실 및 전온도손실이 음의 값을 갖기도 한다. 일반적으로 간극누설유동이 항상 손실을 유발하는 것이 아니고 이차유동을 억제시키는 순기능을 하는 임계간극(critical clearance)이 존재한다고 알려져 있다. 본 연구에서도 간극이 0.2mm와 0.3mm일 때 임펠러 선단에서 간극누설유동이 이차유동을 억제시키는 순기능을 하고 있음을 짐작할 수 있다. Fig. 10의 엔트로피 상승량 분포에서도 이 간극에서 음의 값을 보여주고 있다. 간극분포가 임펠러 선단에서 끝단까지 균일한 분포를 갖지만 날개의 높이가 출구로 갈수록 줄어들기 때문에 간극이 차지하는 비중은 출구로 갈수록 커지게 된다. 따라서 간극이 작을 때 임펠러 선단에서는 순기능을 보여 오히려 손실이 감소하지만 출구로 갈수록 손실의 증가를 보인다.

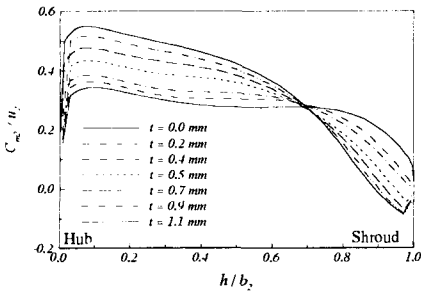


Fig. 11 Distribution of meridional velocity component at the impeller exit

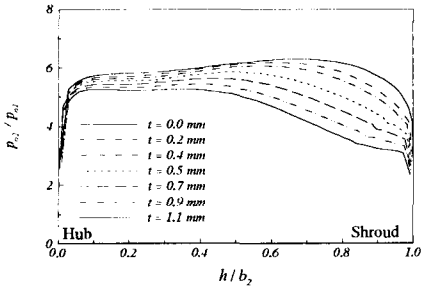


Fig. 12 Distribution of total-to-total pressure ratio at the impeller exit

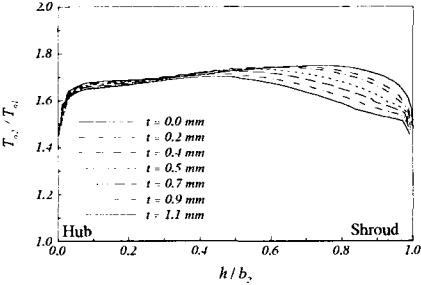


Fig. 13 Distribution of total-to-total temperature ratio at the impeller exit

다음으로 임펠러 출구에서 회전방향으로 평균된 분포를 살펴보겠다. Fig. 11의 자오면 속도분포에서는 간극이 증가할수록 케이싱 근처에서 경계층이 두꺼워지고 있고, 질량유량보존을 만족시키기 위해 허브근처에서 속도가 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 간극이 증가할수록 손실에 의해 압력이 감소하고 밀도가 감소하기 때문에 평균 자오면 속도가 증가하고 있다. Fig. 12의 전압비분포는 간극이 증가할수록 전체적으로 감소하나, 특히 케이싱 부근에서 누설유동에 의한 영향으로 크게 감소하고 있다. Fig. 13의 전온도비분포는 유체가 임펠러로부터 받은 일의 양을 의미하며 간극이 증가할수록  $h/b_2 = 0.5$ 까지는 일정한 값을 보이지만, 케이싱 근처로 갈수록 누설유동의 영향으로 크게 감소한다.

3.2 익단간극이 성능 및 효율에 미치는 영향

3.2.1 성능감소 상관식

간극변화가 압축기의 성능에 미치는 영향을 정량적으로 살펴보기 위해 상관식을 제시하였다. 압축기의 성능은 보통 전압비로 나타낸다. 전압비는 열역학 관계식을 이용하여 전온도비와 엔트로피 증가량으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\pi = \tau^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \exp\left(-\frac{\Delta s}{R}\right) = \pi(\tau, \Delta s) \tag{2}$$

여기서,  $\pi$ 는 임펠러 입구전압에 대한 임펠러 출구전압의 비( $p_{02}/p_{01}$ )를 나타내고,  $\tau$ 는 임펠러 입구전온도에 출구전온도의 비( $T_{02}/T_{01}$ )를 나타낸다. 엔트로피 증가량  $\Delta s$ 는 임펠러 내부의 점성손실에 의해 발생한다. 전온도비는 Euler식으로부터 임펠러가 유체에 가한 일과 관계 있다는 것을 알 수 있다.

$$\Delta h_0 = C_p(T_{02} - T_{01}) = u_2 C_{\theta 2} - u_1 C_{\theta 1} \tag{3}$$

압축기 입구에서 유동이 선회없이 유입된다고 가정하면( $C_{\theta 1} = 0$ ), 전온도비는 식 (4)와 같다.

$$\tau = 1 + \frac{u_2 C_{\theta 2}}{C_p T_{01}} \tag{4}$$

간극의 변화에 따른 성능변화를 살펴보기 위해서 식 (2)를 편미분하여 증가량식으로 표현하면 다음과 같다.

$$d\pi = \left(\frac{\partial \pi}{\partial \tau}\right)_{\Delta s} d\tau + \left(\frac{\partial \pi}{\partial \Delta s}\right)_{\tau} d\Delta s \tag{5}$$

또한 식 (5)에 식 (4)를 증가량식으로 표현하여 대입하고 간극이 0.0mm일 때의 값들에 대한 증분량으로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{\Delta \pi}{\pi^*} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{\Delta \tau}{\tau^*} - \frac{\Delta s - \Delta s^*}{R} \tag{6}$$

여기서, \*는 간극이 없을 때의 값을 의미하며,  $\Delta \pi = \pi - \pi^*$ ,  $\Delta \tau = \tau - \tau^*$ 를 의미한다. 식 (6)의 우변의 첫 번째 항은 간극누설유동에 의한 비일(specific work)의 변화량을 의미하고, 두 번째 항은 간극누설유동의 점성손실에 의해 발생한 추가적인 엔트로피 상승량을 의미한다.

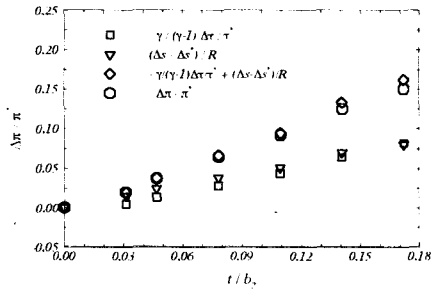


Fig. 14 Variations of total-to-total pressure drop due to tip clearance compared with zero tip clearance

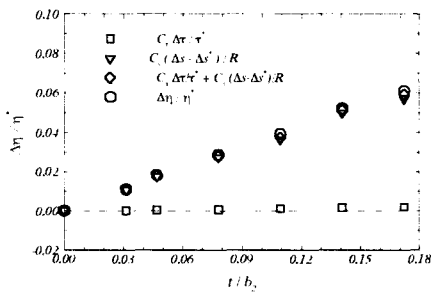


Fig. 15 Distribution of efficiency drop due to tip clearance compared with zero tip clearance

식 (3)으로부터 유도된 전운도비의 변화량은 단위 질량당 임펠러로부터 받은 일의 변화량과 같고 임펠러 내부의 점성손실과 상관없는 양이라 할 수 있다.<sup>(6)</sup> 따라서 간극변화에 따른 전압손실량 ( $\Delta\pi/\pi^*$ )은 비점성손실에 의한 영향과 점성손실에 의한 영향으로 나누어 생각할 수 있으며, 간극변화에 따른 전압손실을 나타낸 Fig. 14를 통해 확인할 수 있다. ○는 식 (6)의 좌변의 전압손실량을 나타내며, △는 식 (6)의 우변의 비점성손실( )에 의한 전압손실량과 점성손실(∇)에 의한 전압손실량의 합을 의미하며 거의 일치하고 있다. 임펠러 출구폭에 대한 간극비( $t/b_2$ )가 적은 경우는 점성손실이 전압손실의 주요 원인이 되며, 간극이 증가할수록 비일의 감소와 점성손실에 영향이 비슷하게 작용한다. 한편, 전압손실은 간극비가 증가할수록 선형적으로 비례하여  $\Delta\pi/\pi^* = 0.88t/b_2$  인 관계를 보인다.

### 3.2.2 효율감소 상관식

압축기의 효율은 전압비와 전운도비의 함수로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\eta = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1} = \frac{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\tau - 1} = \eta(\pi, \tau) \quad (7)$$

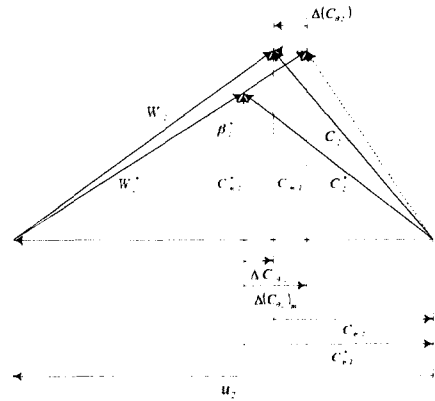


Fig. 16 Velocity triangle at the impeller exit

간극변화에 따른 효율의 변화량을 살펴보기 위해 식 (7)을 전압비와 전운도비로 편미분하고 증가량의 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\Delta\eta}{\eta^*} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \left(1 + \frac{1}{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}\right) \frac{\Delta\pi}{\pi^*} - \frac{\tau^*}{\tau^* - 1} \frac{\Delta\tau}{\tau^*} \quad (8)$$

식 (8)에 식 (6)을 대입하면, 간극변화에 따른 효율의 변화량은 전운도비의 변화량과 엔트로피 증가량의 변화로 표현된다.

$$\begin{aligned} \Delta\eta/\eta^* &= \left(\frac{1}{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} - \frac{1}{\tau^* - 1}\right) \frac{\Delta\tau}{\tau^*} - \frac{\gamma-1}{\gamma} \left(1 + \frac{1}{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}\right) \frac{\Delta s - \Delta s^*}{R} \\ &= C_3 \frac{\Delta\tau}{\tau^*} - C_3 \frac{\Delta s - \Delta s^*}{R} \end{aligned} \quad (9)$$

전압손실과 마찬가지로 간극변화에 따른 효율의 감소는 식 (9)의 우변의 첫 번째 항의 비점성손실에 의한 영향과 두 번째 항의 점성손실에 의한 영향으로 나누질 수 있으며, Fig. 15를 통해 확인할 수 있다. △는 비점성손실인 비일의 변화량을 의미하며 효율변화에 어떠한 영향도 미치지 않고 있음을 확인할 수 있다. 따라서 효율변화는 간극누설 유동에 의한 점성손실에 의해서만 영향을 받는다. 한편, 효율은 간극비의 증가에 따라서 선형적으로 감소하고,<sup>(2,4)</sup>  $\Delta\eta/\eta^* = 0.35t/b_2$  인 관계를 갖는다.

### 3.2.3 비일(specific work)

앞서의 결과에서 간극변화에 따른 임펠러의 성능 및 효율변화는 전운도비의 변화량과 추가적인 엔트로피의 증가량( $\Delta s - \Delta s^*$ )으로 나누어짐을 알 수 있었다. 우선 전운도비의 변화량( $\Delta\tau$ )은 임펠러 출구의 회전방향속도 변화량( $\Delta C_{\theta 2}$ )으로 표현될 수

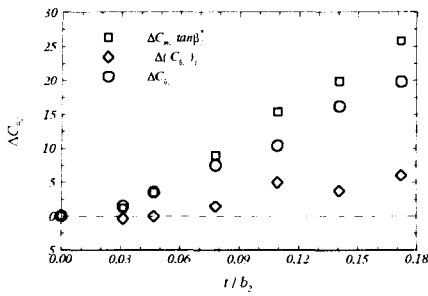


Fig. 17 Variation of tangential velocity due to tip clearance

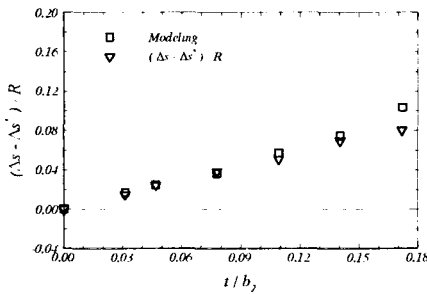


Fig. 18 Variation of additional entropy generation due to the kinetic energy of tip leakage flow

있다. 식 (4)에서 전운도비는 회전수가 일정하고 유량이 일정할 때  $C_{\theta_2}$ 에 의존함을 알 수 있다. 또한,  $C_{\theta_2}$ 는  $C_{m_2}$ 와 미끄럼속도에 의해 결정된다. Fig. 16의 임펠러 출구에서 속도삼각형을 살펴보면, 간극이 증가할수록 임펠러 출구의 압력과 밀도는 감소하게 된다. 따라서 질량유량이 일정할 경우 자연히  $C_{m_2}$ 는 증가하게 되고 간극누설유동에 의해 미끄럼이 발생하여  $C_2$ 가 결정된다. 회전방향속도의 변화량( $\Delta C_{\theta_2}$ )은 두 단계로 나누어 생각해 볼 수가 있다. 간극이 증가할 때 유체가 추가적인 미끄럼 없이 간극이 없을 때의 유동각( $\beta_2^*$ )을 유지하면서  $\Delta(C_{\theta_2})_m$ 만큼 변화한 다음 간극누설유동에 의한 미끄럼속도에 의해  $\Delta(C_{\theta_2})_l$ 만큼의 변화를 기대할 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta C_{\theta_2} &= \Delta(C_{\theta_2})_m + \Delta(C_{\theta_2})_l \\ &= \Delta C_{m_2} \tan \beta_2^* + \Delta(C_{\theta_2})_l \end{aligned} \quad (10)$$

Fig. 17은 식 (10)을 이용하여 간극변화에 따른 회전방향속도의 변화량을 두 가지 성분으로 나누어 나타내었다. 회전방향속도 변화량(○)은 주로 자오면방향 속도성분의 변화량(□)에 영향을 받으며 누설유동에 의한 추가적인 미끄럼속도(◇)에는

큰 영향을 받지 않음을 확인할 수 있다. 또한 간극비가 커질 경우에도 간극누설유동에 의한 추가적인 미끄럼속도가 중요해지지만 큰 비중을 차지하지 않는다.

### 3.2.4 엔트로피 생성

간극누설유동에 의한 추가적인 엔트로피 증가량( $\Delta S - \Delta S^*$ )은 간극누설유동의 운동에너지가 임펠러 출구에서 혼합과정을 통해 모두 손실로 변한다고 가정하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\Delta S - \Delta S^* = \frac{1}{mT_{o2}} \left( \int_{b_1}^{b_2} \frac{1}{2} v_n^2 dm_l + \int_{b_2}^s \frac{1}{2} v_n^2 dm_l \right) \quad (11)$$

식 (11)의 우변의 첫 번째 적분항은 주날개의 선단에서 끝단까지 날개와 수직인 방향으로 누설되는 유동의 운동에너지를 적분한 것이며, 두 번째 적분항은 사이날개의 선단에서 끝단까지 운동에너지를 적분한 것이다. Fig. 18은 누설유동에 의한 추가적인 엔트로피 증가량(▽)과 간극누설유동의 운동에너지(□)를 나타낸 것이다. 두 성분은 아주 잘 일치한다. 결국 임펠러 내부에서 간극누설유동에 의해 발생하는 점성손실에 의한 추가적인 엔트로피 증가량은 주로 간극누설유동의 운동에너지의 손실에서 발생한다고 할 수 있다. 한편 간극누설유동의 운동에너지는 날개의 수직인 방향의 누설유동속도( $v_n$ )와 누설유량( $\dot{m}_l$ )에 의해서 결정이 되며, 간극누설유동이 비점성 메커니즘에 의해 발생하기 때문에 설계단계에서 날개의 압력면과 흡입면의 압력분포가 결정되면 예측될 수 있는 양이다. 따라서 식 (11)을 이용하면 엔트로피 증가량이 예측 가능하게 되어 식 (9)에서 간극에 따른 효율변화량을 예측할 수 있게 된다.

## 4. 결 론

지금까지 간극누설유동이 원심압축기 임펠러의 내부 유동특성에 미치는 영향과 간극변화가 성능 및 효율변화에 미치는 영향에 관해 수치해석을 통해 살펴보고, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 간극누설유동에 의한 임펠러의 내부유동특성의 변화는 유선분포와 이차유동분포 및 엔트로피 증가량으로 정의된 손실분포로 확인할 수 있었다. 날개 선단의 익단을 통과한 유동은 와류를 형성하고 다음 날개의 익단을 다시 통과하면서 출구에서 넓은 손실영역을 차지한다. 한편, 간극누설유동은 케이싱 근처에서 강한 이차유동을 형성시키고 손실영역을 사이날개의 흡입면에서 케이싱 근



처로 넓힌다.

(2) 간극변화에 따른 전압비 및 효율의 변화량은 비점성손실에 의한 영향과 점성손실에 의한 영향의 두 가지 성분으로 나타낼 수 있으며, 전압비의 변화량은 두 성분의 영향을 받지만 효율변화량은 간극누설유동에 의한 추가적인 엔트로피 증가량만이 영향을 미친다. 한편, 전압비감소와 효율의 감소는 임펠러 출구에서의 간극비에 선형적으로 비례한다.

$$\Delta\pi/\pi^* \approx 0.88t/b,$$

$$\Delta\eta/\eta^* \approx 0.35t/b,$$

(3) 전온도비의 변화량은 임펠러의 내부손실과는 관계없는 비일의 변화량과 관계있고, 회전수와 유량이 일정할 때 임펠러 출구의 회전방향속도성분의 변화량과 같다. 또한, 간극누설유동에 발생하는 미끄럼속도에는 큰 영향을 받지 않는다.

(4) 간극변화에 따른 추가적인 엔트로피 증가량 ( $\Delta s - \Delta s^*$ )은 간극누설유동의 운동에너지로 나타낼 수 있으며, 이를 이용하여 간극변화에 따른 효율 변화량( $\Delta\eta/\eta^*$ )을 예측할 수 있다.

## 후 기

위 연구는 서울대학교 기계항공공학부 BK21 사업과 일부 과학기술부 민군겸용기술사업의 지원으로 수행되었다.

## 참고문헌

- (1) Storer, J. A. and Cumpsty, N., 1991, "Tip Leakage Flow Axial Compressor," *Trans. of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 252-259.
- (2) Senoo, Y. and Ishida, M., 1986, "Pressure Loss Due to the Tip Clearance of Impeller Blades in Centrifugal and Axial Blowers," *Trans. of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 108, pp. 32-37.
- (3) Ishida, M., Ueki, H. and Senoo, Y., 1990, "Effect of Blade Tip Configuration on Tip Clearance Loss of a Centrifugal Impeller," *Trans. of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 112, pp. 14-18.
- (4) Senoo, Y. and Ishida, M., 1987, "Deterioration of Centrifugal Performance Due to Tip Clearance of Centrifugal Impellers," *Trans. of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 109, pp. 55-61.
- (5) Farge, T. Z., Johnson, M. W. and Maksoud, T. M. A., 1989, "Tip Leakage in a Centrifugal Impeller," *Trans. of the ASME, Journal of Turbomachinery* Vol. 111, pp. 224-249.
- (6) Larosiliere, L. M., Skoch, G. J. and Prahst, P. S., 1999, "Tip Leakage in a Centrifugal Impeller Using Computational Fluid Dynamics and Measurements," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 15, No. 5, pp. 623-632.
- (7) Shum, Y. K. P., Tan, C. S. and Cumpsty, N. A., 2000, "Impeller-Diffuser Interaction in Centrifugal Compressor," *Trans. of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 777-786.
- (8) Whitfield, A. and Baines, N.C., 1990, "Design of Radial Turbomachines" Longman Scientific & Technical.
- (9) Japikse, D. and Baines, N. C., 1994, "Introduction to Turbomachinery," Concepts ETI, Inc. and Oxford University Press.