

## 압축기 슈라우드 캐비티에 기인한 손실 해석

이재석\* · 김진희\* · 김동범\*\* · 송성진\*\*

### Effects of shrouded cavity on loss in axial compressor cascade

Jae Seok Lee\*, Jin Hee Kim\*, Tongbeum Kim\*\*, Seung Jin Song\*\*

*Key Words* : 슈라우드 캐비티(Shrouded cavity), 누수(Leakage flow), 축류압축기(Axial-flow compressor).

#### ABSTRACT

The effects of flow interaction between mainstream and shrouded cavity leakage flow in an axial-flow compressor on aerodynamic losses are experimentally and numerically examined. A fraction of mainstream is ingested in the downstream cavity and travelled in the shrouded cavity along the direction opposite to the mainstream. This leakage flow is caused by adverse pressure gradient along the blade passage. Then it is entrained through the upstream cavity near mid-pitch and interacts with the mainstream. As a result, the convection flow angle with respect to the blade chord is reduced i.e. underturning. This underturned flow results in an increase in size of secondary flow formed near the suction side of the blade as well as its magnitude. Consequently, this causes pronounced increase in overall aerodynamic losses compared to the blading without shrouded cavity, leading to 9% decrease in pressure rise through the single stage of the stators.

#### 1. 서론

터보기계에서 성능을 저하시키는 손실의 종류로는 형상손실(profile loss), 경계층손실(endwall loss), 누설손실(leakage loss)이 있다.<sup>(1)</sup> 본 연구에서는 축류압축기에서 누설유량이 손실을 발생시켜 하류에서의 손실계수를 증가시키는 영향에 대해 초점을 맞추고자 한다.

축류압축기에서 누수는 회전부와 고정부 사이의 간극에서 발생한다. 예를 들어, 동익의 틱 간극과 정익의 허브 간극에서 발생한다. 축류압축기 동익의 틱 간극에서 발생하는 누수는 주 유동(mainstream)을 이탈하여 압력면에서 흡입면으로 블레이드를 넘어 옆 유로에서 주 유동을 방해하는 역할을 한다.<sup>(2)</sup> 그리고 정익을 통과하는 유량은 유동방향으로의 압력상승(역압력 구배 형성)에 의해 전체유동의 일정량이 누수로 슈라우드 캐비티(shrouded cavity)로 들어간다(Fig 1). 누수는 역압력 구배로 인해 슈라우드 내부에서 주 유동과 반대 방향으로 흐른다.

\* 서울대학교 기계항공공학부 대학원

\*\* 서울대학교 기계항공공학부

E-mail : yazy76@snu.ac.kr

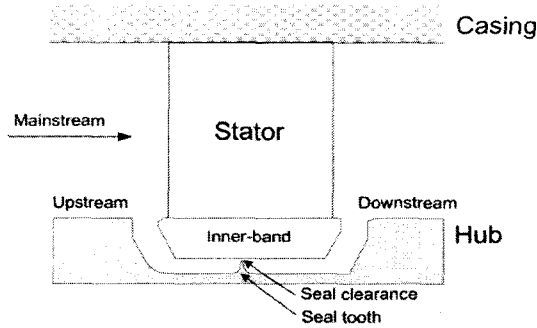


Fig. 1 Meridional view of shrouded stator cavity mode

역류된 누수는 상류 슈라우드 캐비티 부분에서 주유동과 만나서 압축기의 성능을 저하시킨다.<sup>(3),(4)</sup>

축류압축기 슈라우드 캐비티의 누수에 관한 기존의 연구로, Wellborn과 Okiishi<sup>(5)</sup>가 다단 축류압축기에서 슈라우드 캐비티에서 Seal 간극을 조절함으로써 누수가 증가함에 따라 축류압축기 전체 효율저하에 미치는 영향에 대해 연구하였다. 그 연구결과에 따르면, 역류된 누수와 주 유동과의 상호작용에 의해 주 유동을 방해(blockage)하고 유동각(incidence)을 변화시켜 전압손실을 발생, 그로인한 축류압축기의 효율이 저하됨을 실험하였다.

Wellborn<sup>(6)</sup>은 축류압축기의 효율에 영향을 미치는 슈라우드 캐비티 누수의 특성에 대해 연구하였다. 그는 누수의 특성을 결정하는 파라미터로 누수의 양과 접선방향속도를 제시하고 슈라우드 캐비티 누수에 관한 연구의 중요성을 강조하였다.

Demargne과 Longley<sup>(7),(8)</sup>는 선형 캐스케이드(linear cascade)를 이용하여 상류에서 누수를 인위적으로 조절하면서 누수가 하류에 미치는 영향에 대해서 실험하였다. 상류에서 발생하는 상호작용에 중요한 파라미터로 누수의 양과 접선방향속도를 제시하였다. 누수를 증가시키면 허브영역의 유동방해가 커져 하류에서 손실계수를 증가시키고, 누수의 접선방향속도를 증가시키면 유동방해가 감소하는 효과를 실험적, 수치해석방법으로 고찰하였다.

따라서 본 연구에서는 슈라우드 캐비티의 복잡한 유동현상을 선형 캐스케이드를 이용해 누수의 유동특성을 이해하고, 하류에서 유입된 누수가 슈라우드 캐비티를 지나 상류 캐비티로 재 유입됨에 따라 발생하는 주 유동과의 상호작용에 의한 하류의 손실발생의 원인을 규명하고자 한다.

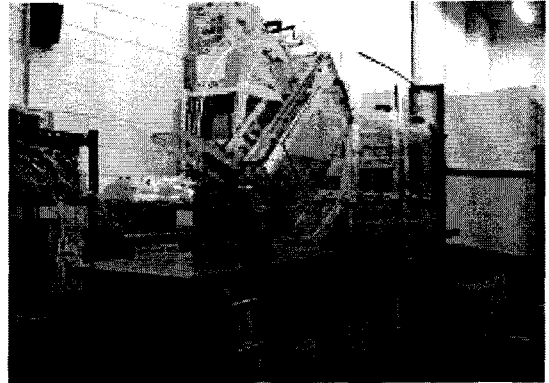


Fig. 2 Linear cascade used for presence study

## 2. 실험장치

본 연구에 사용된 풍동은 아음속 개방형 풍동으로 시험부에서 최고속도는 50m/s이다. 시험부는 6개의 정익 블레이드와 슈라우드 캐비티로 구성되어 있다. Fig. 2는 시험부의 사진이다. 선형 캐스케이드에 사용되는 블레이드와 슈라우드 캐비티는 General Electric (GE)사의 Low Speed Research Compressor(LSRC)의 NASA E3 Stator A를 모델<sup>(9)</sup>로 확대 제작하였다. 블레이드와 슈라우드 캐비티의 제원은 Table 1과 같다. 시험부 상류의 유속은 상류의 블레이드 전연에서 2.5 코드 앞에 설치된 Pitot tube로 측정하였다. 블레이드 표면 정압 측정을 위해서 압력면과 흡입면에 코드방향으로 각각 14개의 정압탭을 설치하였다. 블레이드 하류에서 손실계수를 구하기 위해 전압측정은 5공 프로브로 피치방향 9개의 측정지점에서 각 스패방향으로 20포인트씩 측정하였다.

Table 1 Parameters of the linear cascade and shrouded cavity

Parameter	Value
Chord ( $C$ )	200 mm
Span ( $H$ )	196 mm
Pitch ( $S$ )	127 mm
Solidity ( $=C/S$ )	1.58
Flow turning angle	26.6°
Seal clearance ( $SC$ )	1.89
Cavity height ( $H_c$ )	17 mm
Cavity Open Ratio ( $=SC/H_c$ )	0.11

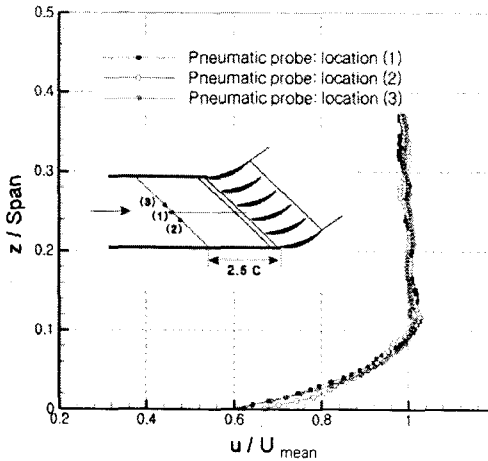


Fig. 3 Inlet flow velocity profile

본 실험은 레이놀즈수  $2.6 \times 10^5$ , 난류강도는 0.9%에서 진행되었으며, 블레이드의 전연 2.5 코드 앞의 상류에서 속도분포는 Fig. 3 과 같다. 배제두께( $\delta^*/Span$ )는 0.014이고, 운동량두께( $\theta/Span$ )는 0.0107이다. 실험 데이터의 불확실성은 정압계수( $C_p$ )는  $\pm 4\%$ 이고, 손실계수( $Y_p$ )는  $\pm 2.6\%$ 이다.

### 3. 수치해석모델

압축기 슈라우드 캐비티 내부의 유동 및 누수에 따른 주 유동과의 상호작용과 손실에 대한 이해를 위해 수치해석을 실행하였으며, 상용 수치해석 프로그램인 CFX\_TASCflow를 통하여 연구를 수행하였다. 난류모델의 경우 역압력 구배의 유동장 해석을 위해 고안된  $k-\omega$  모델을 사용하였다. 격자는 전체적 H형 타입이고, 정확한 블레이드 형상의 모델 및 블레이드 표면 경계층 영향을 고려하기 위해 C형 타입을 사용하여 블레이드 주변의 격자를 생성하였다. 벽면으로부터 0.05% 스펜위치에 첫 격자 포인트를 두었다. 격자는 다중 블록으로 형성, 전체 380,000개의 격자수를 가진다. 블레이드 경계층 주변의 격자 및 완성된 격자는 Fig. 4와 같다. 수치해석을 위한 경계조건은 입구 전압력 조건과 출구유량조건을 각각 주었다. 입구유동각은  $47.6^\circ$ 이며, 블레이드 전연의 2.5 코드 상류에서 측정된 전압력분포를 입구경계조건으로 하고, 입구속도분포로

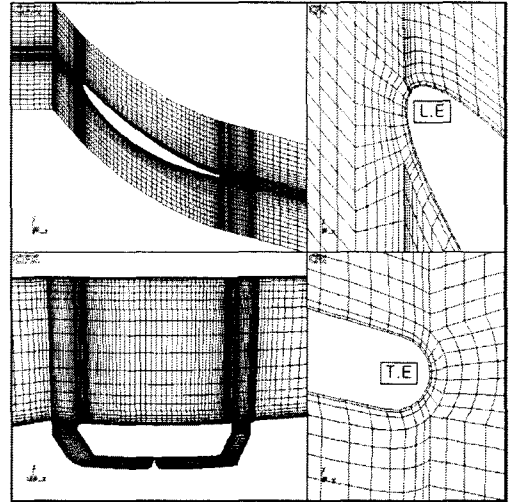


Fig. 4 Mesh generation using CFX\_TASCflow

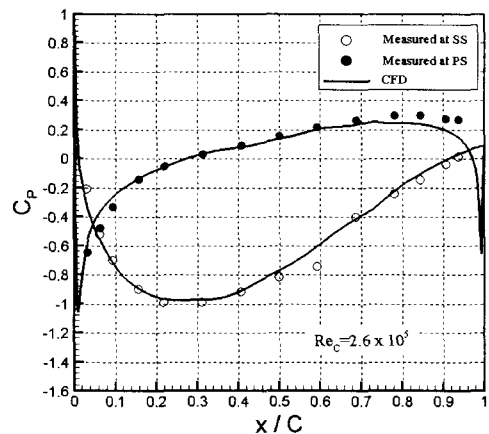


Fig. 5 Static pressure distribution of a stator blade at mid-span without shrouded cavity at  $Re_c=2.6 \times 10^5$

유량을 계산하여 출구 경계조건으로 부여하였다.

실험을 통해 구한 블레이드 중간 스펜에서의 블레이드 표면 정압 분포를 통해 수치해석 결과의 타당성을 검증하였다. 블레이드 표면에서의 압력분포를 정량적으로 도시화하기 위해서 정압계수(static pressure coefficient)는 다음과 같이 정의된다.

$$C_p = \frac{p - p_1}{P_{01} - p_1}$$

아래첨자 1은 블레이드 상류 2.5 코드 상류에서 Pitot

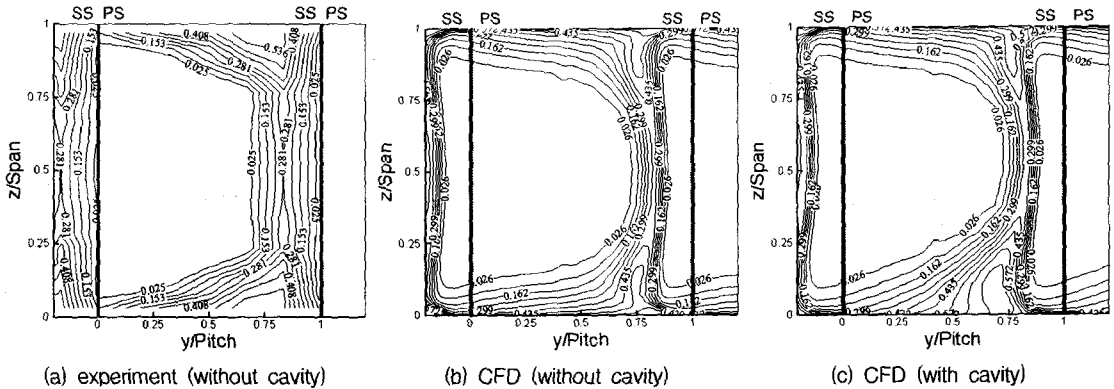


Fig. 6 Loss coefficient distribution at 0.23C downstream from trailing edge at  $Re_c=2.6 \times 10^5$  where mass fraction through the cavity was measured to be 0.72% out of that of mainstream

tube를 이용해 측정된 전압( $P_{01}$ )과 정압( $p_1$ )이다.

슈라우드 캐비티가 없는 경우의 블레이드 표면 정압력 분포의 실험 및 수치해석 결과는 Fig. 5와 같다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

##### 4.1. 손실분포

손실분포를 정량적으로 도시화하기 위해서 손실계수( $Y_p$ )는 다음과 같이 정의된다.

$$Y_p = \frac{P_{01} - P_0}{P_{01} - p_1}$$

블레이드 후면으로부터 0.23 코드 하류에서 손실계수의 분포는 Fig. 6과 같다. 블레이드 후면으로부터 0.23 코드에 위치한 측정구간은 하류 캐비티가 후면으로부터 0.05~0.22 코드에 존재하므로, 손실계수의 분포는 하류 캐비티를 통과한 이후의 손실계수를 측정하는 것이다. Fig. 6(a)는 실험결과이며, Fig. 6(b)와 Fig. 6(c)는 수치해석법에 의한 결과를 나타낸 것이다. Fig. 6(a)와 (b)는 슈라우드 캐비티가 없는 기본적인 캐스캐이드 상태에서의 손실분포이며 슈라우드 캐비티가 존재함으로써 발생하는 손실의 여부를 판단하는 기준이 된다. 실험과 수치해석의 결과에서 블레이드 중간스팬에서의 정압분포와 반류(wake)의 위치가 서로 일치하고, 실험 및 수치결과 모두 0.75 피치 허브영역에서 손실영역이 존재하며 최대손실계수도 0.536으로 일치한다.

Fig. 6(c)는 슈라우드 캐비티가 존재할 경우의 손실분포로 케이싱 영역은 Fig. 6(b)와 같은 분포를 보이나 0.75 피치의 허브영역에서 최대손실계수가 0.672로 커지고 손실영역도 넓다.

이러한 현상의 원인을 규명하기 위해 Fig. 7과 Fig. 8에서와 같이 슈라우드 캐비티 유·무에 따른 블레이드 유로 내의 허브영역에서의 손실을 비교했다. Fig. 7과 Fig. 8에서 중간스팬에서 케이싱까지는 캐비티 유·무에 따른 손실분포의 차이가 없다. Fig. 7(a)와 Fig. 8(a)는 블레이드 전면에서 손실분포이며, 캐비티가 있는 경우(Fig. 8(a))는 캐비티가 없는 경우(Fig. 7(a))와 비교해 피치방향 전반에 걸쳐 높은 손실이 관찰되었다. 누수가 주 유동의 흐름으로 재 유입됨에 따라 0~0.75 피치, 0.05 스패 영역에서 손실이 커지고 0.2 피치, 허브영역에서 최대손실이 관찰된다. Fig. 7(b)와 Fig. 8(b)는 0.5 코드의 손실변화로, 캐비티가 없는 경우(Fig. 7(b))는 Fig. 8(a)와 손실분포가 유사하나 캐비티가 있는 경우(Fig. 8(b))에서는 최대손실이 0.75 피치의 허브영역에서 존재한다. 즉 최대손실이 Fig. 8(b)와 비교해 피치방향으로 이동하였다. Fig. 7(c)와 Fig. 8(c)는 0.75 코드에서의 손실변화로, 캐비티가 있는 경우(Fig. 8(c))의 최대손실은 0.75~1 피치에 존재하고 스패방향으로도 확대된다. 캐비티가 없는 경우(Fig. 7(c))와 비교해 손실영역은 더 넓다. Fig. 7(d)와 Fig. 8(d)는 블레이드 후면으로, 캐비티가 있는 경우(Fig. 8(d)) 최대손실은 0.8~1 피치의 0.1~0.2 스패영역에서 존재하고 손실영역 또한 캐비티가 없는 경우(Fig. 7(d))와 비교해 더 넓다.

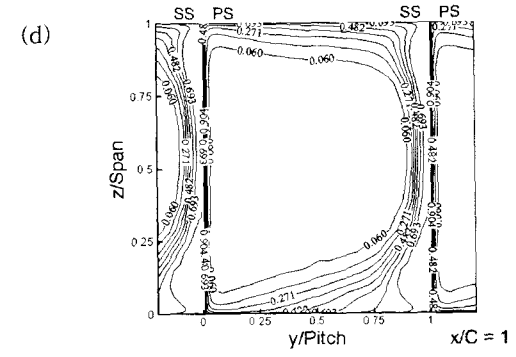
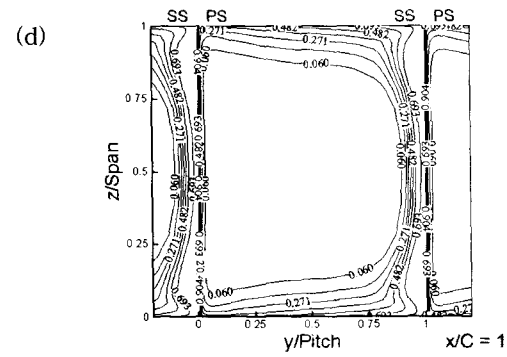
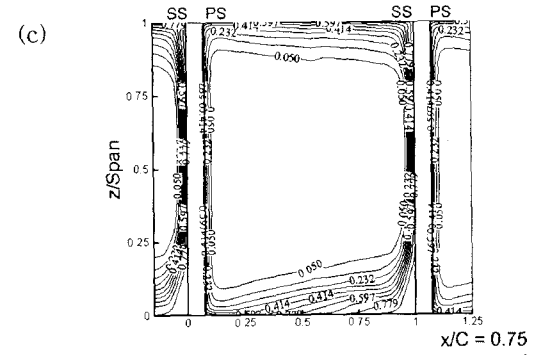
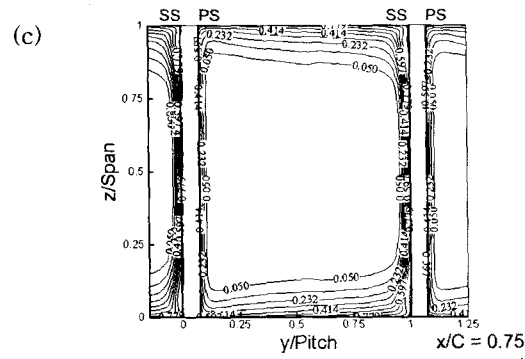
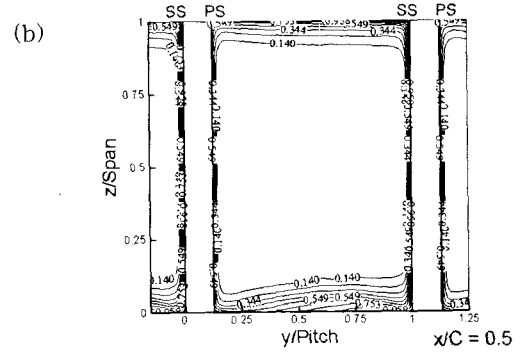
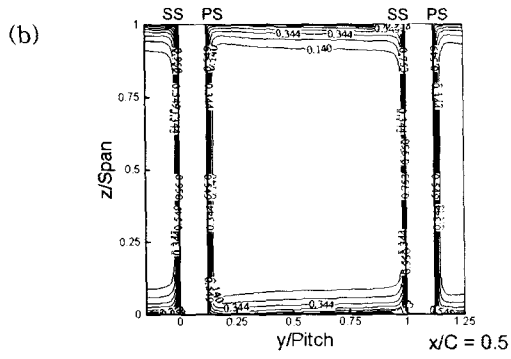
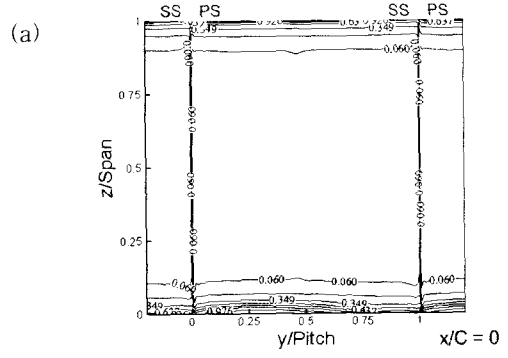
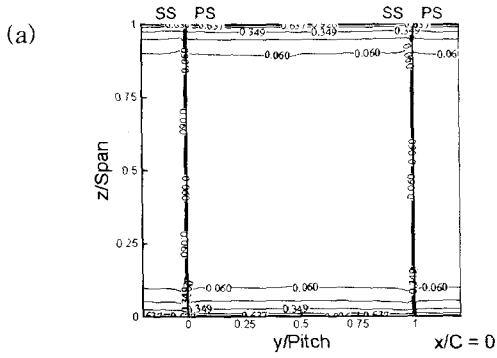


Fig. 7  $Y_p$  distribution in the passage (without cavity)

Fig. 8  $Y_p$  distribution in the passage (with cavity)

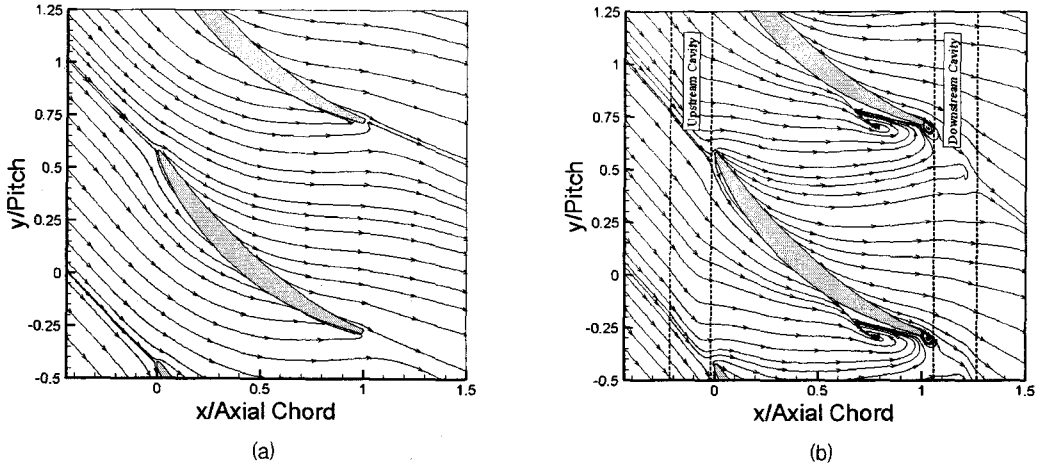


Fig. 9 Passage streamline patterns near hub surface (a) without cavity (b) with cavity

#### 4.2. 슈라우드 캐비티 누수에 따른 허브영역의 유동장

Fig 9는 허브영역의 유선으로 (a)는 캐비티가 없는 경우이며, (b)는 캐비티가 있는 경우이다. 유선에서 관찰할 수 있듯이 전연에서 캐비티가 있는 경우는 누수의 영향으로 인해 주유동각이 작아지고, 그 영향으로 0.75 코드, 0.75 피치, 허브영역에서 와류가 형성되어, 유동의 흐름을 방해한다(Fig. 8(c)).

이와 같이 하류에서의 손실의 증가는 블레이드 유로에서 발생하는 와류에 의한 유동의 방해(blockage)로 인해 증가한다.

#### 4.3. 슈라우드 캐비티에 따른 압축기 성능의 영향

수치해석으로 슈라우드 캐비티가 없는 경우의 정압 계수( $C_p$ )는 0.339 이고, 슈라우드 캐비티가 있는 경우의 정압계수는 0.31 이다. 이는 슈라우드 캐비티가 존재함에 따라 압축기 성능저하가 캐비티가 있는 경우와 비교해 약 9% 발생한다. 여기서 슈라우드 캐비티에 발생하는 누수의 질량유량은 전체유량의 0.72%에 해당한다.

### 5. 결론

본 연구에서는 축류압축기 정익 블레이드 허브영역의 슈라우드 캐비티에서, 역압력 구배로 인한 누수에

상류에 유입됨에 따른 주유동과의 상호작용에 의한 영향을 연구하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 상류에서의 상호작용으로 인해 블레이드 전연에서 주유동각이 줄어든다.
- 2) 주유동각의 감소로 0.75 코드, 0.75~1 피치의 허브영역에서 손실영역이 더 크게 형성됨을 관찰하였다.
- 3) 누수에 의해 0.75 코드 허브영역에서 와류가 발달되며 이 와류에 의해 블레이드 하류에서 손실이 증가한다.
- 4) 누수에 기인한 압축기 성능저하는 약 9%이다.

### 후기

본 연구는 BK 21 project, 2004의 지원에 의해 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

### 참고문헌

- (1) Denton, J.D., 1993, "Loss Mechanisms in Turbomachines," ASME J. Turbomachinery, 115, 621-656.
- (2) Storer J.A. and Cumpsty N.A., 1991, "Tip Leakage Flow in Axial Compressors," ASME J. Turbomachinery Vol. 113, pp. 252-260.

- (3) Wellborn, S.R. and Okiishi, T.H., 1996, "Effects of Shrouded Stator Cavity Flows on Multistage Axial Compressor Aerodynamic Performance," NASA CR 198536, Oct.
- (4) Wisler D.C., Bauer R.C. and Okiishi T.H., 1987, "Secondary flow, turbulent diffusion, and mixing in axial-flow compressor," ASME Journal of Turbomachinery Vol. 109, pp. 455-482.
- (5) Wellborn, S.R. and Okiishi T.H., 1999, "The influence of shrouded stator cavity flows on multistage compressor performance," ASME Journal of Turbomachinery Vol. 121, pp. 486-498.
- (6) Wellborn S.R., 2001, "Details of axial-compressor shrouded stator cavity flows," ASME paper 2001-GT-0495.
- (7) Demargne A.A.J. and Longley J.P., 2000, "Aerodynamic interaction of stator sgroud leakage and mainstream flows in compressors," ASME paper 2000-GT-570
- (8) Demargne A.A.J. and Longley J.P., 2001, "Cavity and protrusion effects in a single-stage compressor," ASME paper 2001-GT-433
- (9) Wisler D.C., 1985, "Loss reduction in axial-flow compressors through low-speed model testing," ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power Vol. 107, pp. 354-363.