

축류압축기 익렬에서의 역류 유동 특성에 대한 수치적 연구

손 창 현* · John Peter Longley**
(1998년 8월 14일 접수)

Numerical Study on Reverse Flow Characteristics in an Axial Compressor Cascade

Chang Hyun Sohn and John Peter Longley

Key Words: Surge(서지), Reverse Flow(역류유동), Axial Compressor(축류압축기), Critical Incidence(임계입사각), Cascade(익렬)

Abstract

Numerical simulation is performed with Denton's code to get pressure loss coefficients in wide range of reverse flow incidence(from -90 degree to +85 degree) for an axial compressor cascade. As a results, it is found that the pressure loss coefficient is increased with incidence and there exist critical incidence which corresponds to the maximum pressure loss coefficient. Pressure loss coefficient with bigger incidence than its critical value is decreased. The effect of increasing incidence in a cascade extremely reduce the mass flow rate by the large flow separation region. Consequently this effect reduce the portion of dynamic pressure in the total pressure loss and beyond the critical incidence the pressure loss coefficient decrease.

기호설명

t : 시간
u : x 방향의 속도
v : y 방향의 속도
x : 축방향 좌표
y : 원주 방향 좌표
r : 반경
T : 온도
P : 정압
P₀ : 전압
ρ : 밀도

e : 내부 에너지
Y_b : 압력손실계수
 $\overline{P_{02}}$: 평균 출구 전압
 $\overline{a_2}$: 평균 출구 유동각
S : 엔트로피
R : 기체상수
μ : 층류점성계수
μ_t : 난류점성계수
μ_{eff} : 유효점성계수 μ_{eff} = μ + μ_t

* 회원, 경북대학교 기계공학부
E-mail : chsohn@knu.ac.kr
TEL : (053)950-5570 FAX : (053)950-6550

** Whittle Laboratory, Department of Engineering,
University of Cambridge

하첨자

1 : 입구
2 : 출구

1. 서 론

축류 압축기의 운용 상태는 여러 가지 원인으로 인하여 설계점에서 작동되지 못하고 서지나 선회 실속상태가 될 수 있다. 서지 및 선회 실속 현상이 발생되었을 때에는 이로 인한 성능 저하를 최소화하고 가능한 빨리 적적 운용 조건으로 회복되도록 하기 위해서는 서지 및 선회 실속에 대한 이해가 필요하다.

서지 현상이 발생하게 되면 압축기의 전 영역이 실속된 상태로 역류 유동이 발생하게 된다. 그리고 역류 유동은 서지 때만 생기는 것이 아니라 선회 실속 때에도 발생함을 Day 등⁽¹⁾의 실험과 Das 등⁽²⁾의 실험결과에서 알 수 있다. 이들의 실험결과에서 선회실속 영역의 일부 영역은 순방향으로 유동이 그리고 나머지 영역은 역류 방향으로의 유동이 함께 존재함을 밝혀내었다. 역류 영역의 압축기 특성은 서지 특성곡선을 따르고 순 유동 방향 영역은 실속이 없는 압축기의 특성곡선을 따르는 두 대의 압축기가 평행하게 동작을 하고 있다고 가정하는 평행압축기이론^(3,4)을 적용하면 압축기 익렬에서의 역류 유동 현상에 대한 예측 결과는 서지 현상뿐만아 아니라 선회 실속 유동 특성을 해석하는 데에도 유용하게 사용할 수 있다.

이러한 역류 유동 현상에 대한 연구는 주로 물이 역류하는 경우의 펌프 특성 실험에 의해 이루어 졌으며, 산업용 압축기에서의 연구는 Suter⁽⁵⁾가 용광로용 공기 압축기의 역류 유동 특성을 연구하였다. Bammert 등⁽⁶⁾은 핵발전소의 가스터빈의 운행조건에서 사고 발생 때 나타날 수 있는 역류 유동조건을 실험하여 압력과 토오크를 측정하였다.

항공기용 압축기의 서지 및 선회 실속 영역에서의 실험으로는 Day 등^(1,7,8)이 수행하였고, Gammach 등⁽⁹⁾은 3단 축류 압축기의 출구에 유동이 유입되는 조건으로 압축기를 돌려놓고 역류 상태로 작동할 때의 유동 특성을 상세히 측정하였다.

역류 유동이 일어난 압축기의 성능을 유동해석을 통해 예측하는 것은 현재까지 매우 어려운 문제이다.

Koff⁽¹⁰⁾는 역류 유동에 대한 예측을 실속한 평

관 익렬을 모델로 하여 계산을 하였으나 다단 압축기의 실험과는 많은 차이를 보여 주었다.

Longley 등⁽¹¹⁻¹³⁾은 실속이 일어날 때의 압축기 특성을 파악하기 위하여 원주 방향의 익렬을 모두 계산하고 점성의 영향은 체적력(body force)항에 압력손실 상관식으로 준 비정상 2차원 Euler 방정식을 이용하였다. Longley 등⁽¹¹⁻¹³⁾의 방법은 선회 실속시 실속영역에서 일어나는 매우 큰 입사각의 역류 유동에 대한 압력 손실 상관관계가 주어지면 실속이후의 압축기 특성도 예측할 수 있다.

국내에서는 역류 유동에 관련된 연구는 거의 이루어지지 않고 있는 실정이나 이훈구 등⁽¹⁴⁾과 노수혁 등⁽¹⁵⁾의 연구에 의해 3차원 정상 유동일 때의 익단 틸새유동에 대한 수치해석 등의 연구 결과가 있다.

본 연구에서는 축류압축기의 성능에 심각한 영향을 미치는 선회실속 및 서지 현상에 대한 이해를 높이기 위하여 선회 실속 및 서지시 발생하는 역류 유동 특성을 파악하고, 큰 입사각의 역류 유동에 관한 압력 손실 상관관계를 구하기 위하여 익렬에서의 매우 큰 입사각의 역류 유동 해석을 수행하였다.

2. 지배방정식

다단 축류 압축기의 실속영역에서의 역류 유동 특성을 파악하고 익렬에서의 압력손실 상관식을 구하기 위하여 Denton⁽¹⁶⁾의 프로그램을 사용하였다. Denton의 프로그램은 3차원, 비정상(unsteady), 압축성 Navier-Stokes 방정식을 유한 체적 방법으로 유동해석을 수행하며, 2차의 정확도를 갖는 양해법을(explicit method) 사용한다. Denton 프로그램은 정상유동계산에 다중격자를 사용하여 수렴속도를 빨리할 수 있고 축류식 및 원심식 압축기 및 터빈을 계산할 수 있으며, 동익과 정익의 상호유동을 함께 계산할 수 있다.

적분 형식의 준 3차원 비정상 Navier-Stokes 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\delta A} U \, dx dy + \oint [(F - F_v) \mathbf{n}_x + (G - G_v) \mathbf{n}_y] \cdot \mathbf{ds} = \int \int_{\delta A} S \, dx dy \quad (1)$$

여기서

$$U = h \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v r \\ \rho e \end{pmatrix}, \quad F = h \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho u v r \\ (\rho e + p)u \end{pmatrix},$$

$$G = h \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho u v \\ (\rho v^2 + p)r \\ (\rho e + p)v \end{pmatrix}, \quad S = \begin{pmatrix} 0 \\ p \frac{\partial h}{\partial x} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2)$$

이며, h 는 축방향의 유관(streamtube)의 높이이며 r 은 원통좌표계에서의 반경이다. 그리고 F_v 와 G_v 는 점성항으로 다음과 같다.

$$F_v = h \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ r\tau_{xy} \\ -q_x + u\tau_{xx} + v\tau_{xy} \end{pmatrix}, \quad (3)$$

$$G_v = h \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{xy} \\ r\tau_{yy} \\ -q_y + u\tau_{xy} + v\tau_{yy} \end{pmatrix}$$

이며,

$$\tau_{xx} = \frac{2}{3} \mu_{eff} \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right), \quad \tau_{xy} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)$$

$$\tau_{yy} = \frac{2}{3} \mu_{eff} \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial u}{\partial x} \right) \quad (4)$$

$$q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x}, \quad q_y = -k \frac{\partial T}{\partial y}$$

난류모델은 압력손실을 정확히 예측하기 위해서는 매우 중요한 문제이다. 그러나 $He^{(17)}$ 는 매우 큰 입사각에 의해 박리된 선회 유동의 특성길이 가 난류 특성 길이에 비해 매우 크므로 난류모델에 의해 정성적인 해석 결과에는 영향을 미치지 않는다고 하였다. 본 연구에서는 정량적인 압력손실의 예측보다는 정성적인 압력손실을 계산하고자 한 것으로 단순한 제로방정식 난류모델인 대수방정식 모델을 적용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 격자계 및 경계조건

Fig. 1은 계산에 사용한 C4형의 익형을 보여주고 있으며, 익형의 시위길이(chord length)는 39.4mm, 피치와 시위길이의 비는 1이다. 각도의 부호는 뒷전 수평선을 기준으로 반시계 방향의

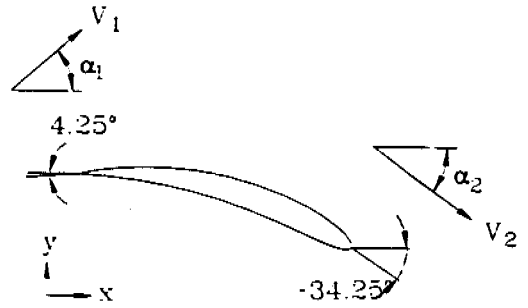


Fig. 1 Blade in reverse flow configuration

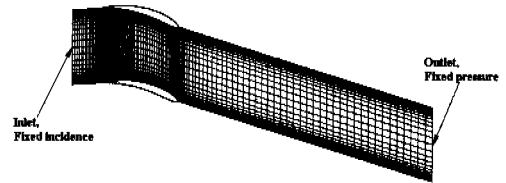


Fig. 2 Computational grid for reversed flow calculation

각도가 양의 값을 갖는다.

역류 유동 계산에 사용된 익형의 입구 및 출구의 각도는 4.25도 및 -34.5도이며 캠버각은 38.5도이다.

Gammach 등⁽⁹⁾의 실험결과에서 알 수 있듯이 역류유동의 입사각은 매우 크므로 한 개의 유로만으로 수치해석의 대칭조건을 만족하지 못할 것을 우려하여 큰 입사각의 해석에는 3개의 유로로 구성된 격자계에서 유동해석을 수행하였다. 순방향의 유동은 통상적인 격자계에서 익렬의 앞전(leading edge)에서 뒷전(tailing edge)으로 흐르고, 역류 유동을 계산하는 경우에는 Fig. 2와 같이 유동방향이 익렬의 뒷전에서 앞전으로 흐르도록 익렬의 방향을 바꾸어 수치해석을 수행하였다.

Fig. 2는 한 개의 유로만을 갖는 역류 유동 계산에 사용한 격자를 나타내며 블레이드의 앞전과 뒷전부위와 벽면의 유동 변화가 심한 곳에서 적절히 격자를 밀집시켰다. Fig. 2와 같은 계산 영역의 입구에서는 유동 각도를 경계조건으로 주고 출구에서는 정압력을 주며, 피치 방향에 대해서는 주기 조건을 주었다. 입사각도가 큰 경우의 계산에는 수렴 문제 때문에 비정상 유동으로 계

산을 수행하였다.

계산 결과의 격자수 의존성과 계산 영역의 의존성을 알아보기 위해 비교적 입사 각도가 큰 30도의 역류 유동의 경우에 대하여 유동방향으로의 격자수를 100에서부터 145로 바꾸어 보았으며, 계산 영역도 후류방향으로 시위길이의 0.6에서부터 5배까지 바꾸어 계산해 보았다. 수렴조건은 입구와 출구의 유량차이가 0.2%이하 일 때로 하였으며, 각 계산 결과의 평균 압력 손실 계수의 최대 차이는 1% 이내였다. 본 계산에서는 더 큰 입사 각도의 유동해석에도 문제가 되지 않을 것으로 판단된 시위길이의 5배 영역까지를 계산 영역으로 하고 29x145의 격자 수를 사용하였다.

3.2 순방향 유동에 관한 계산

계산 방법의 정확성을 검증하기 위하여 순 방향 유동(forward flow)에 대한 평균 압력손실계수와 평균 출구유동각도에 대한 계산결과와 실험⁽¹⁸⁾ 및 상관식⁽¹⁹⁾을 Fig. 3과 Fig. 4에서 비교하였다. 여기서 평균 압력손실 계수 Y_p 와 평균 출구 유동

각도 $\overline{\alpha_2}$ 는 식 (5)와 식 (7)로 정의되며, 측정위치와 계산위치는 익렬 출구에서 시위길이의 0.4인 위치에서 이루어 졌다.

$$Y_p = \frac{P_{o1} - \overline{P_{o2}}}{P_{o1} - P_1} \tag{5}$$

$$\overline{P_{o2}} = \frac{\int \rho u P_{o2}(y) dy}{\int \rho u dy} \tag{6}$$

$$\overline{\alpha_2} = \frac{\int \rho u \alpha_2(y) dy}{\int \rho u dy} \tag{7}$$

비교적 작은 유동각도인 -10도에서 +10도 범위의 순 유동 방향에 대한 실험결과와 실속이 생기지 않는 이 영역범위에서의 계산 결과는 실험치와 Howell의 상관식 및 Lieblein의 상관식과 함께 비교적 잘 일치한다고 판단된다.

3.3 역류 방향 유동에 관한 계산

Fig. 5는 역류 유동의 입사각이 ±30도와 ±50도 일 때의 $\text{Exp}(-S/R)$ 로 그린 등 엔트로피선을 나타낸 것이다. 여기서 S는 엔트로피이고 R은 가스 상수이며, 손실이 없어 엔트로피 증가가 영인 경우에는 $\text{Exp}(-S/R)$ 값이 1이 되고 손실에 의해 엔트로피 값이 커질수록 $\text{Exp}(-S/R)$ 값은 1보다 작아진다. Fig. 5에서는 박리가 있는 부분과 후류의 혼합이 있는 곳에서 손실이 많이 일어남을 분명히 보여주고 있다. 박리 영역은 익렬 형상에서 알 수 있듯이 순 유동에 비해 역류 유동의 경우가 작은 입사각에서도 박리가 쉽게 생길 수 있다.

그리고 음의 입사각이 양의 입사각에 비해 박리영역이 작으며, 입사각이 커질수록 박리된 유동은 유로의 흐름을 막는 방해물로 작용하여 익렬 사이로 흐르는 유량이 감소됨을 알 수 있다.

Fig. 6은 입사각이 -85도에서 +75까지 변화할 때 계산한 역류 유동의 압력손실계수를 나타낸 것으로 역류유동에 대한 익렬의 실험결과와 함께 비교하였다. 이 그림에서 입사각이 특정 입사각보다 증가하거나 감소함에 따라 오히려 압력 손실 계수가 감소하는 현상을 분명히 볼 수 있다.

Fig. 7은 입사각이 70도의 입사각에 대한 속도 벡터로 큰 입사각에 의해 매우 큰 박리 유동이 생성됨을 알 수 있다. 이 박리 유동으로 인하여

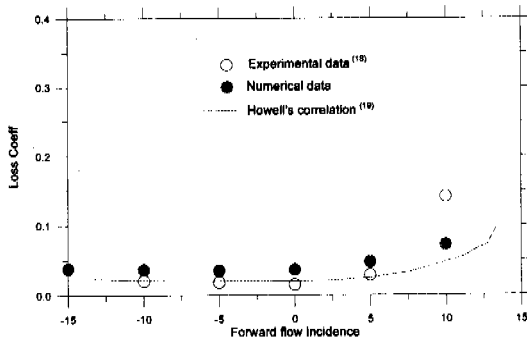


Fig. 3 Forward flow mean loss coefficient against incidence

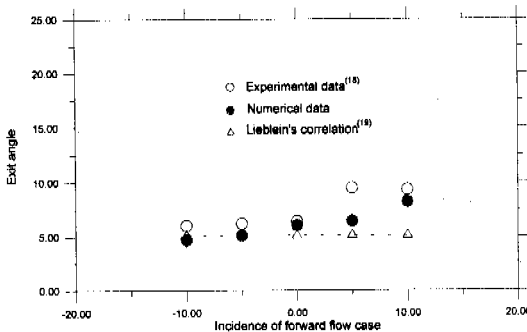


Fig. 4 Forward flow mean exit flow angle against incidence

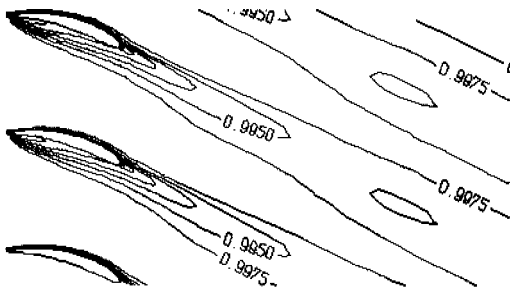


Fig. 5(a) Exp(-S/R) of reversed flow at -30deg incidence

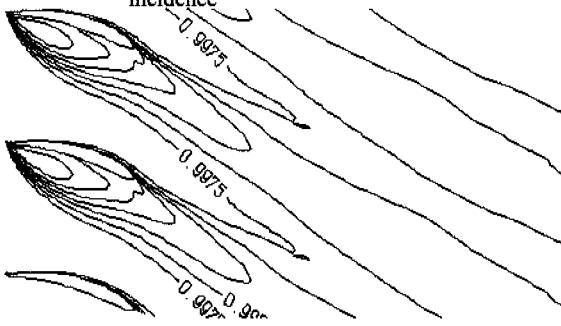


Fig. 5(b) Exp(-S/R) of reversed flow at -50deg incidence

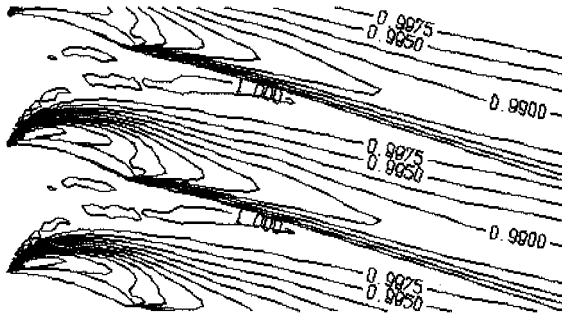


Fig. 5(c) Exp(-S/R) of reversed flow at +30deg incidence

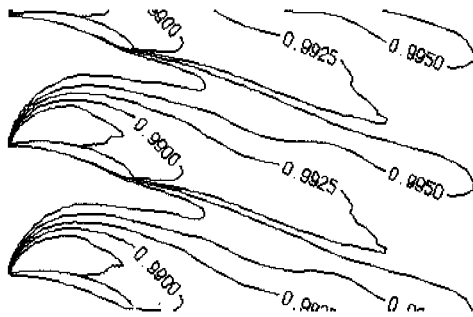


Fig. 5(d) Exp(-S/R) of reversed flow at +50deg incidence

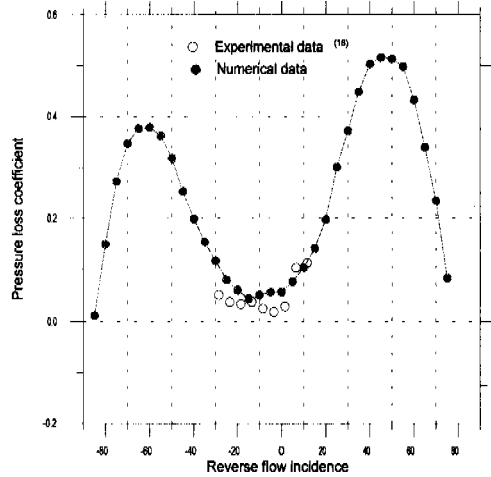


Fig. 6 Reverse flow mean loss coefficient against incidence

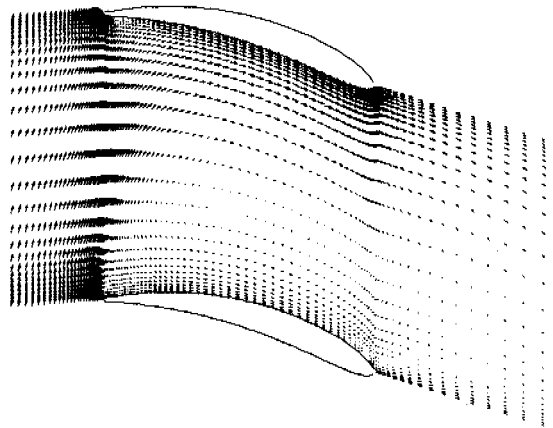


Fig. 7 Velocity vector at 70 deg. incidence

익렬을 통과할 수 있는 유량은 줄어들게 되고 입사각이 커지면 커질수록 통과할 수 있는 유량은 줄어들게 되어 출구 유속은 작아진다. 그리고 큰 박리 유동으로 인한 선회 때문에 출구 각도는 Fig. 1에 설명한 음의 각도로 크게 변화됨을 알 수 있다.

Fig. 8은 압력 손실이 큰 입사각이 40도인 Fig. 8(a)의 경우와 입사각은 증가하였지만 압력 손실은 작은 70도 입사각인 Fig. 8(b) 경우의 전압 분포를 그린 것이다. Fig. 8(a)의 경우 그림에 표시된 값을 보면 최대 전압과 최소 전압의 차이가

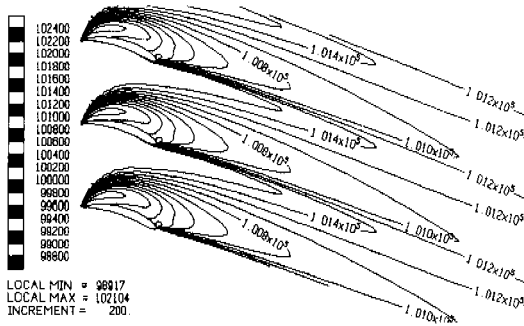


Fig. 8(a) Total pressure contour at 40 deg. incidence

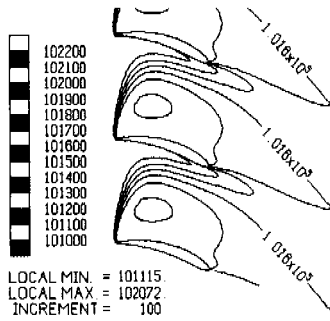


Fig. 8(b) Total pressure contour at 70 deg. incidence

매우 크고 등압선의 간격이 200 Pa임에 비해 Fig. 8(b)는 입사각의 증가에 의해 박리된 유동 영역은 커졌지만 최대 전압과 최소 전압의 차이가 작고 등압선의 간격이 100 Pa로 유동장이 전체적으로 40도 입사각에 비해 전압 분포가 균등함을 알 수 있다. 70도 입사각이 오히려 40도 입사각에 비해 전압 분포가 균등해지는 이유는 박리 영역의 증가로 유량이 감소되고 따라서 평균유속이 감소되어 전압중에서 동압의 비중이 줄어들기 때문이라 생각된다.

입사각에 따른 출구 유속의 변화를 Fig. 9에서 나타 내었다. 이 그림은 20도에서 70도까지 10도의 입사각 변화에 따른 축방향 속도분포를 나타 낸 것으로 입사각의 증가에 따라 축방향 유속이 감소됨을 알 수 있다. 그리고 양의 입사각에서는 아래쪽 익형 뒷면의 큰 박리유동에 의해 흐름이 막히기 때문에 출구에서의 유동 특성은 일종의 제트 유동과 비슷해짐을 알 수 있다.

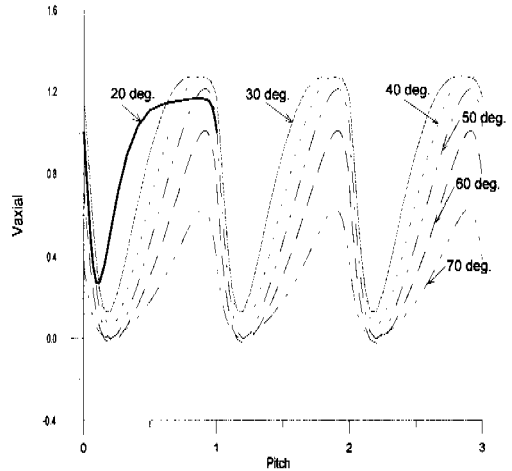


Fig. 9 Variation of axial velocity with incidence angle

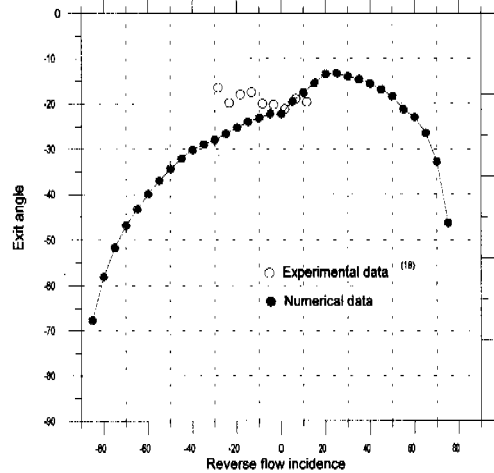


Fig. 10 Reverse flow mean exit angle against incidence

이러한 해석 결과로부터 특정 입사각 이상에서 압력손실이 감소하는 것은 입사각 증가에 따라 박리 영역이 커져 유로를 막음에 따라 익형 사이를 지날 수 있는 유량이 줄어들고 이에 따라 총 압력 중에서 동압의 비중이 줄어들기 때문이라 판단된다. 극단적인 예로 통과 유량이 영이면 동압은 영이 되고 정압만을 포함한 총압력은 입구와 출구에서 같게 되어 압력 손실이 영이 될 수도 있을 것으로 예측된다.

Fig. 10은 입사각의 변화에 따른 출구 유동각을

그런 것으로 출구 유동각은 모두 음의 값을 가지며, Fig. 6과 비교하여 큰 입사각에서의 유속은 작지만 출구 유동각이 -90° 로 접근하여 압력손실 계수가 줄어들게 되는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 6에서 특정 입사각 이상에서 압력 손실 계수가 감소하기 시작하는 각도가 양의 입사각의 경우 약 $+45^\circ$ 에서 생기는 반면 음의 입사각에서는 약 -60° 도 부근이며, 특정 입사각이 다르고 그때의 압력손실 계수가 다른 이유는 익형의 기하학적 형상에 의해 음의 입사각이 양의 입사각에 비해 실속이 좀더 일어나기 힘들기 때문이다.

Fig. 6의 계산 결과는 실험과의 엄밀한 비교에 따른 정량적인 결과는 아니지만 넓은 범위의 입사각에 대한 압력손실 계수의 변화를 보여주는 정성적인 결과이다.

4. 결 론

본 연구에서는 축류압축기 익렬에서의 역류 유동 영역에 대한 유동장 해석을 Denton의 프로그램으로 수치 해석을 수행하여 익렬에서의 압력손실계수 및 출구 유동각의 상관관계를 계산하였다. 유동의 입사각이 매우 커지면 압력손실은 오히려 감소하는 한계 입사각이 존재함을 밝혔으며, 압력손실 계수가 한계 입사각 이후에서 오히려 감소하는 것은 박리에 의해 익렬 사이의 흐름을 방해하고 유량이 감소하여 흐름이 정체 상태로 진행되었기 때문이라 판단된다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 의 96년도 전반기 해외 Post Doc.의 연구지원으로 이루어 졌으며, 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Day, I. J. and Cumpsty, N. A., 1978, "The Measurement and Interpretation of Flow within Rotating Stall Cells in Axial Compressors," *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 20, No. 2 pp.101~114.
- (2) Das, D. K. and Jiang, H. K., 1984, "An Experimental Study of Rotating Stall in a

- Multistage Axial-Flow Compressor," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp.542~551.
- (3) Mazzawy, R.S., 1977, "Multiple Segment Parallel Compressor Model for Circumferential Flow Distortion," *ASME Journal of Engineering for Power*, pp. 288~296.
- (4) Greitzer, E. M., Mazzawy, and R.S., Fulkerson, D. A., 1978, "Flow Field Coupling Between Compression System Components in Asymmetric Flow," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 100, pp. 66~72.
- (5) Suter, I. P., 1963, "Surge Tests on a Gas Turbine Compressor," *Oil Engine and Gas Turbine*, pp. 49~51
- (6) Bammert, K., and Zehner, P., 1978, "Measurement of the performance of an Air Turbine Stage at Positive and Negative Mass Flow and Rotational Speed (Four-Quadrant Characteristics)," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 100, pp. 22~29.
- (7) Day, I. J., Greitzer, E. M. and Cumpsty, N. A., 1978, "Prediction of Compressor Performance in Rotating Stall," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 100, pp. 1~14.
- (8) Day, I. J., 1994, "Axial Compressor Performance During Surge," *AIAA Journal of Propulsion and Power*, Vol. 10, No. 3, pp. 329~336.
- (9) Gamache, R. N. and Greitzer, E. M., 1986, "Reverse Flow in Multistage Axial Compressors," *AIAA* 86-1747.
- (10) Koff, S. G. and Greitzer, E. M., 1986, "Axisymmetrically Stalled Flow Performance for Multistage Axial Compressor," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 108, pp. 216~223.
- (11) Longley, J.P. and Demargne, A., 1996, "Measured and Calculation of Instability inception in a high-speed multi-stage compressor" von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture series Unsteady Flows in Turbomachines
- (12) Longley, J.P., 1997 "Calculating the Flowfield Behaviour of High-Speed Multi-Stage Compressors," submitted to the *ASME Gas Turbine*

Conference.

- (13) Demargne, A. and Longley, J.P., "Comparisons Between Measured and Calculated Stall Development in Four High-Speed Multi-Stage Compressors," submitted to *ASME* June 1997
- (14) 이훈구, 유정열, 1997, "선형터빈 익렬의 익단간극유동에 대한 수치적 연구," 대한기계학회 논문집 B, 제21권 제6호, pp. 813~821.
- (15) 노수혁, 조강래, 1998, "축류회전차 익말단 틈새유동에 대한 수치해석," 대한기계학회 논문집 B, 제22권 제3호, pp. 336~345.
- (16) Denton, J.D., 1992, "The Calculation of Three Dimensional Viscous Flow Through Multistage Turbomachines," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 114, p. 18.
- (17) He, L., 1996, "Flow-Structure Coupled Approach, Rotaing Stall/Stall Flutter Calculation," *VKI Lecture Series Unsteady Flows in Turbomachines*, pp. 77~119.
- (18) Broadbent, C and Hamby, R. J., 1994, "Reverse Flow through a Compressor Cascade," Cambridge University Engineering Department, Part II Project
- (19) Horlock, J. H., 1973, "Axial Flow Compressors, Fluid Mechanics and Thermo-dynamics,"