

# 압력보정법을 이용한 8개의 원심압축기 임펠러 CFD의 적용 연구

오종식\* · 노수혁\*\* · 현용익\*\*\*

## Application of Pressure Correction Method to CFD Work for 8 Centrifugal Compressor Impellers

JongSik Oh\*, SooHyuk Ro\*\*, YongIk Hyun\*\*\*

Key Words: Centrifugal Compressor(원심압축기), Pressure Correction Method(압력보정법)

### ABSTRACT

Two representative finite volume methods, i.e., the time marching method and the pressure correction method, were applied to 8 centrifugal compressor impeller flows, with low to very high level of pressure ratio, among which 7 impellers' experimental performance is given in the open literature. The present study is focused on the prediction differences from both methods, developed by the authors, in the pressure correction method's point of view. In all cases, the time marching method gives a satisfactory solution, but the pressure correction method does not. Up to about 18% less level of total-to-total pressure ratio is predicted by the pressure correction method as the level of the impeller pressure ratio increases up to about 10. The drop of total pressure ratio is caused by the underestimation of static pressure rise which seems to be attributed to inappropriate linearization and discretization of the pressure/density coupling terms in the pressure correction equation.

### 1. 서 론

현재 터보기계 3차원 내부유동에 대한 수치해석(CFD) 방법으로서 가장 일반적으로 이용되는 유한체적법(finite volume method)으로는 시간진행법(time marching method)과 압력보정법(pressure correction /or based/ method)의 두가지 방법이 있다.

시간진행법은 원래 항공역학 분야에서 압축성 Euler 유동해석을 위해 개발된 방법이지만 현재는 압

축성 난류 레이놀즈 평균방정식을 해석하는 단계까지 발전하였으며, 가장 많이 쓰이는 알고리즘으로는 외재적(explicit) 다단계 Runge-Kutta 적분기법과 내재적(implicit) pre-processed 기법이 있다. Runge-Kutta 적분기법은 Jameson et. al(1981)에 의해 Euler 방정식에 처음으로 도입되었으나 후에 Hall and Delaney(1995)와 Hirsch et. al(1996)에 의해 난류유동까지 해석할 수 있도록 발전되었다. 통상 4단계 혹은 5단계의 적분법을 사용하고 해의 안정성을 위해 2차/4차 인공점성항(artificial dissipation)을, 그리고 해의 수렴성을 높이기 위해 다단계 multigrid 기법을 도입한다. 난류모델로는 일반적으로 간편한 대수용력모델인 Baldwin-Lomax(1978) 모델을 이용한다. Dawes(1988)

\* 한국기계연구원 유체기계그룹 선임연구원

\*\* 대한항공연구소 선임연구원

\*\*\* (주)삼정 기술연구소 소장

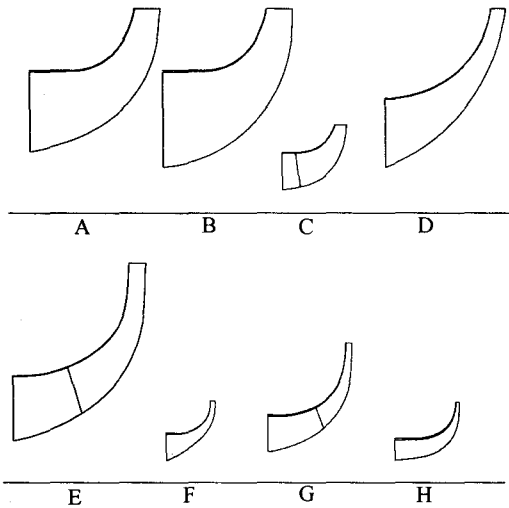


Fig. 1 Meridional view of 8 centrifugal compressor impellers

에 의해 개발된 pre-processed 기법은 2단계 외재적, 그리고 1단계 내재적 알고리즘을 혼합하여 사용하는 방법으로서, 현재까지 수많은 터보기계 유동에 대한 적용사례가 보고되어 있는 관계로 신뢰도가 높은 방법 중의 하나가 되었다. 역시 난류모델로는 Baldwin - Lomax 모델을 이용하며 1단계 multigrid를 사용한다. 이러한 시간진행법을 비압축성 유동에 적용할 경우, 마하수가 0에 근접하면 음속과의 교란으로 인해 해가 발산하여 해석 자체가 불가능하지만, Walker and Dawes(1990)는 Chorin(1967)의 인공 압축성 효과 (artificial compressibility)의 개념을 도입하여 발생하는 음속과의 경계면 상호작용을 최적화 함으로써 비압축성 터보기계유동에도 성공적으로 적용한 바가 있다.

압력보정법은 원래 비압축성 점성유동에 대해 Patankar and Spalding(1972)에 의해 개발된 SIMPLE (Semi-Implicit Pressure-Linked Equations) 방법으로부터 출발하였다. 시간진행법이 완전보존형으로 표현된 지배방정식에서 모든 미지의 유동변수들을 한 시간단계에 대해 한번에 해석하는 반면에, 압력보정법은 속도와 압력에 관한 방정식이 서로 coupled 되어 있고 이를 새로운 압력보정 방정식(pressure correction equation)이 연결해주어 연속식을 만족하도록 하는 개념이다. 압축성 유동에 적용하기 위해서는 기존의 압력/속도간의 coupling 외에 압력/밀도간의 새로운

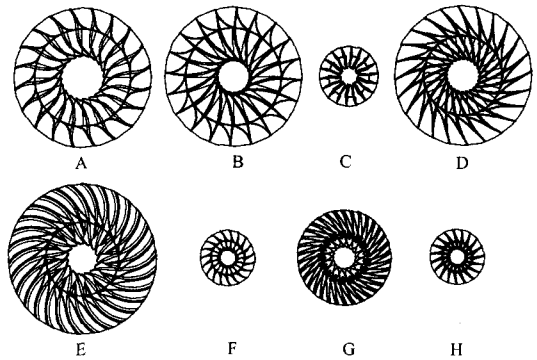


Fig. 2 Front view of 8 centrifugal compressor impellers

coupling을 해결하는 다른 기법을 포함해야 한다. 현재 우리에게 익숙한 거의 대부분의 상용 CFD 코드들은 모두 이러한 압력보정법의 분류에 속한다. Moore and Moore (1980)는 개발한 타원형 압력보정법을 이용해 Ghost 임펠러와 NASA의 LSCC(Low Speed Centrifugal Compressor) 임펠러에 대해 적용하였고, Fagan and Fleeter(1991)은 Rhie(1983)의 포물선형 코드인 IMPACT를 이용해 저속 사류형(mixed flow) 임펠러에 대해 적용한 바가 있다. 이들 대부분은 표준형 k-epsilon 난류모델을 적용하였고 저속 임펠러에 대해 적용했다는 점에 유의할 필요가 있다. 반면에, Hah et al.(1988)와 Hah and Krain(1990)은 SIMPLE 확장형의 일환으로 PISO(Pressure Implicit with Splitting of Operators) 알고리즘을 사용하는 타원형 압력보정법을 개발하여 비교적 낮지 않은 수준의 압축비를 갖는 원심임펠러에 성공적으로 적용하였다. 1단계의 준내재적 (semi-implicit) 예측자 (predict -or)와 2단계 내재적 수정자(corrector)를 사용하는 방법으로서 주로 압축성이 큰 유동에 적합하도록 개발된 것으로 알려져 있다. 난류모델 또한 표준 k-epsilon 모델이 아닌 수정된 낮은 레이놀즈수 k-epsilon 모델을 사용하였으며 벽함수는 사용하지 않았다.

본 저자는 이러한 기본적인 속성부터 완전히 다른 2가지의 CFD 방법을 터보기계 내부유동에 각각 적용하는 경우에 대해 과거부터 계속적인 관심을 가져왔으며, 압축성 시간진행법을 비압축성 펌프 유동장에 적용하는 연구(Oh and Ro, 2000)를 수행한 바 있다. 본 연구에서는 이와 반대로 압력보정법을 이용하여 압축비가 낮은 범위에서 매우 높은 범위까지 다양한 총 8

Table 1 Information of 8 centrifugal compressor impellers

Parameter	Unit	Impeller (A)	Impeller (B)	Impeller (C)	Impeller (D)	Impeller (E)	Impeller (F)	Impeller (G)	Impeller (H)
Stage Pressure Ratio (Total-to-Total)	-	1.91	2.08	3.5	4.1	4.2	6	7	8
Rotational Speed	rpm	14000	14000	51500	22360	21789	68384	40000	75000
Design Mass Flow Rate	kg/s	4.54	5.31	1.5737	4	4.5359	1.033	1.81	0.9072
Number of Blades	-	20	20	9+9	24	15+15	19	17+17	19
Exit Radius	mm	200	200	86.5	200	215.73	80.5	137.4	79.76
Exit Blade Angle(*)	deg	60	90	71	60	40	56	60	60
Design Tip Clearance(**)	mm	0.5	0.5	0.232	0.2	0.203	0.191	0.28	0.254
Calculational Tip Clearance (Time Marching Method)	mm	0.501	0.501	0.223	0.202	0.204	0.191	0.28	0.253
Calculational Tip Clearance (Pressure Correction Method)	mm	0.5	0.5	0.232	0.2	0.203	0.191	0.28	0.254
Calculational Grid System(***) (Time Marching Method)	-	95x23x25	95x23x25	99x29x23	93x23x25	99x31x25	93x23x25	91x29x23	91x23x25
Calculational Grid System (Pressure Correction Method)	-	91x37x32	91x31x31	95x39x32	90x31x31	91x41x31	91x31x32	95x37x30	91x31x32
Reference	-	Eckardt (1980)	Eckardt (1980)	오종식 외(2000)	Krain and Hoffman (1989)	McKrain and Holbrook (1997)	Perrone et. al (1973)	Came and Herbert (1980)	Dolan and Runstadler (1979)

(\*) measured from tangential

(\*\*) at the impeller exit

(\*\*\*) (streamwise)x(pitchwise)x(spanwise)

개의 원심압축기 임펠러 내부유동을 해석함으로써 알려진 실험결과와 아울러 참고로 수행된 시간진행법의 계산결과 등과 서로 비교함으로써 압력보정법의 적용 타당성을 파악하고자 한다. 여기서 사용한 2가지 CFD 방법 모두는 본 저자에 의해 직접 개발된 in-house 코드임을 밝혀둔다.

## 2. 수치해석 방법

개발된 시간진행법은 선행연구인 Oh(1998)과 Oh(1999)에서 사용한 동일한 계산방법이다. 3차원 레이놀즈 평균 Navier-Stokes 방정식을 실린더 좌표계로 표현되는 H형 격자에서 적분보존형 방정식으로 변환하고 4단계 Runge-Kutta 적분법과 2차/4차 인공점성 항을 사용한다. Baldwin-Lomax 난류모델과 일반적인

벽함수를 사용하였으며, 임펠러의 팁간극 영역을 계산에 포함하였으나 팁에서는 두께가 0이 되는 비교적 간단한 방법을 사용하였다.

본 저자에 의해 개발된 압력보정법은 대부분의 상용코드들이 사용하는 SIMPLEC(SIMPLE- Consistent) 알고리즘을 채택하였는데, 이는 기존의 SIMPLE에 비해 운동량 방정식에서 보다 많은 항을 더 고려한다는 차이가 있지만 성능면에서는 거의 비슷하다고 볼 수 있다. 역시 3차원 레이놀즈 평균 Navier-Stokes 방정식을 임의의 유한체적에 대해 유한요소화 방정식으로 차별화한 후 조합하는 과정을 거친다. 연속방정식은 Rhie and Chow(1982)의 차별방법을 이용하였고, 수송 (transport) 방정식은 Raithby(1976)의 SUDS (Skewed Upwind Differencing Scheme)을 적용하였으며 또한 Van Doormaal et al.(1987)의 PAC(Physical Advection Correction)항을 추가하여 해의 2차 정확도

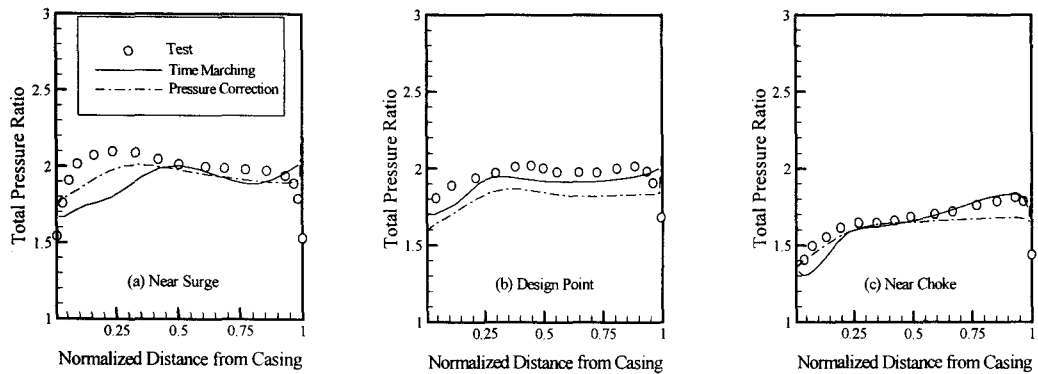


Fig. 3 Total pressure ratio distributions of Impeller(A) at  $r/r_2=1.075$

를 갖도록 하였다. 난류모델로는 Launder and Spalding(1974)의 표준 k-epsilon 모델을 적용하였고 일반적인 벽함수를 사용하였다. 계산격자계는 O형 다중 블록격자를 사용함으로써 임펠러의 틱간극 영역에서의 블레이드 틱형상과 후연(trailing-edge) 형상을 실제 그대로 모사하였다.

### 3. 원심압축기 임펠러

Table 1은 본 연구에서 계산 대상으로 삼은 총 8개의 원심압축기 임펠러에 대한 기본적인 정보를 요약하여 보여주고 있다. 압축기 단별 설계점 전압축비(total-to-total pressure ratio)의 크기별로 임펠러(A)에서 임펠러(H)까지 순서적으로 분류하였는데, 임펠러만의 전압축비를 생각할 경우에는 최소 약 2.2에서 최대 약 10.0에 가까운 상당히 다양한 범위를 다루고 있음을 알 수 있다. 정확성을 충분히 부여하기 위해 임펠러(C)를 제외한 총 7개의 임펠러는 형상좌표와 실험 결과를 해외의 공개된 전문자료에서 얻었으며, 모든 계산에서 임펠러의 틱간극의 크기 또한 실험값과 최대한 일치시켰다. 임펠러(C)는 본 저자에 의해 설계된 선박용 터보차저의 개량형 원심압축기 임펠러로서 국내 관련업체의 시험설비에서 성능시험이 성공적으로 수행된 바 있다(오중석 외, 2000). 이들 총 8개의 원심압축기 임펠러에 대한 측면 모습과 전면 모습이 각각 Fig.

1과 Fig. 2에 제시되어 있으며, 크기는 실제 크기의 비율과 동일하다. 모든 임펠러의 수치유동해석 경우에서 대략 10만개 정도의 격자셀을 각각 사용하였고 임펠러의 틱간극 유동을 고려하였다. 총 8개의 임펠러 설계 회전수에 대해 초크(choke)유량에서 서지(surge)유량(엄밀히 말하자면, 수치해석상의 스톨(stall)유량)까지 각각 약 8-10개의 운전점에 대해 수치해석을 2가지 방법으로 수행하였다.

### 4. 결과 및 고찰

#### 4.1 임펠러(A)

Fig. 3은 임펠러의 출구직경에 대해 1.075배에 해당하는 지점에서 본 국소 전압(total pressure)분포를 나타낸다. 설계점에서는 압력보정법이 시간진행법에 비해 약간 낮은 값을 보이나 탈설계점에서는 모두 비슷한 분포를 보여주고 있다. Fig.4는 쉬라우드(shroud) 케이싱을 따라 회전방향으로 평균한 정압(static pressure)분포를 보여주는데, 시간진행법이 약간 더 실험치에 근접한 결과를 보여주고 있다. 압력보정법은 중반 이후부터는 약간 후방으로 뒤쳐지는 분포를 보이고 있다.

#### 4.2 임펠러(B)

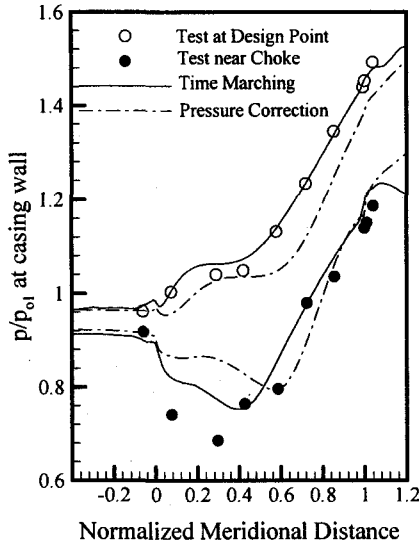


Fig.4 Static pressure rise along shroud for Impeller(A)

Fig. 5는 Fig. 3과 마찬가지로 임펠러의 출구직경에 대해 1.075배에 해당하는 지점에서 본 국소 전압분포를 보여준다. 설계점이나 서지(surge) 근처에서는 압력보정법이 약간 낮은 값을 보이지만 크기수준으로 볼 때 거의 비슷한 수준으로 생각된다. 그러나 초크

(choke) 근처에서는 둘의 차이가 심화되고 있다.

### 4.3 임펠러(C)

Fig. 6은 쉬라우드 케이싱을 따라 회전방향으로 평균한 정압분포를 보여주는데, 압력보정법의 경우에 임펠러내에서 상승하는 경향이 비교적 늦게(후방으로 뒤쳐지는 모습으로) 나타나고 있음을 알 수 있다.

### 4.4 임펠러(D)

Fig. 7도 역시 쉬라우드 케이싱을 따라 회전방향으로 평균한 정압분포를 보여주는데, 서지근처나 설계점에서 보다도 초크근처인 경우 압력보정법의 뒤쳐지는 모습이 심화되고 있다. Fig.8은 설계회전수에서의 전압 특성곡선인데, 압력보정법은 시간진행법에 비하여 전반적으로 약 6.3% 정도 낮은 전압축비를 예측하고 있다. 초크유량이 두가지 수치해석 결과에서 모두 실험 결과에 비해 큰 이유는 부정확한 전연(leading edge) 모델링에 의해 임펠러의 목(throat)면적 크기가 실제보다 증가했기 때문이다.

### 4.5 임펠러(E)

Fig. 9은 쉬라우드 케이싱을 따라 회전방향으로 평균한 정압분포를 보여주는데, 역시 압력보정법이 보이

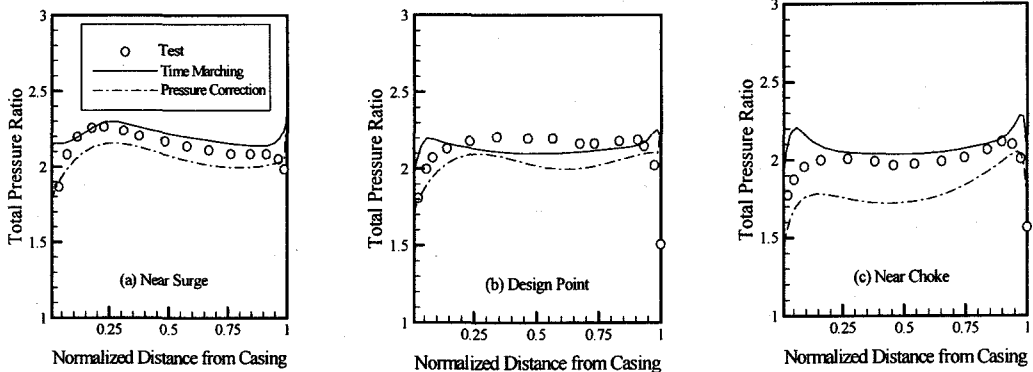


Fig.5 Total pressure ratio distributions of Impeller(B) at  $r/r_2=1.075$

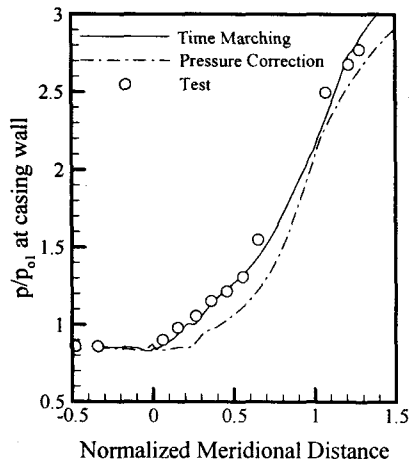


Fig. 6 Static pressure rise along shroud of Impeller(C)

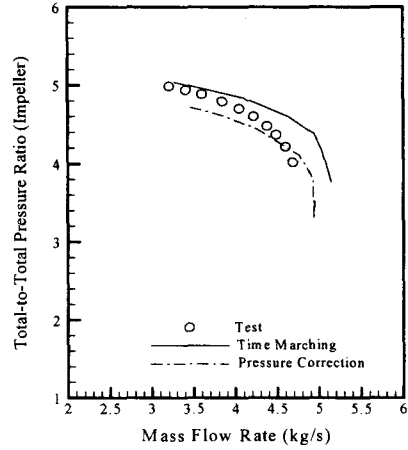


Fig.8 Pressure ratio map of Impeller(D)

는 낮은 압력분포가 확인된다.

#### 4.6 임펠러(F)

Fig. 10은 설계회전수에서 본 전압과 단열효율의 특성곡선을 나타내는데, 압력보정법은 시간진행법에 비해 대략 8.6% 정도 전압축비를 적게 예측하고 있음을 알 수 있다.

#### 4.7 임펠러(G)

Fig. 11은 설계회전수에서 본 전압과 단열효율의 특성곡선을 나타내는데, 압력보정법은 시간진행법에 비해 대략 17.5% 정도 전압축비를 적게 예측하고 있음을 알 수 있다.

#### 4.8 임펠러(H)

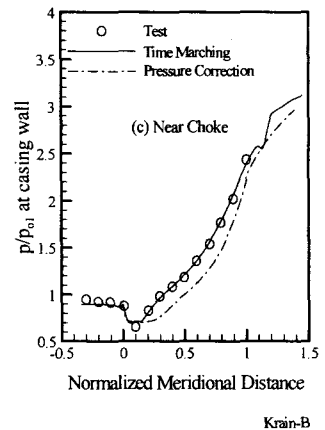
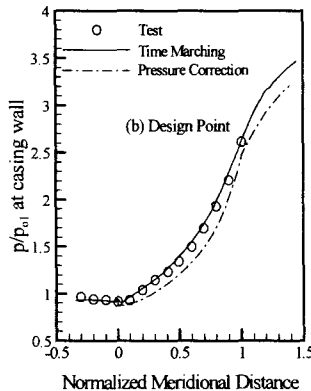
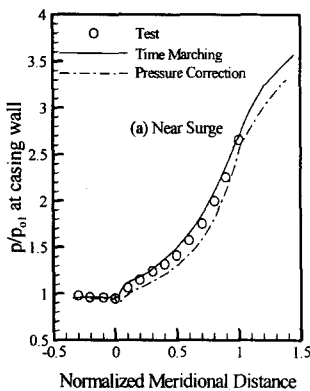


Fig. 7 Static pressure rise along shroud of Impeller(D)

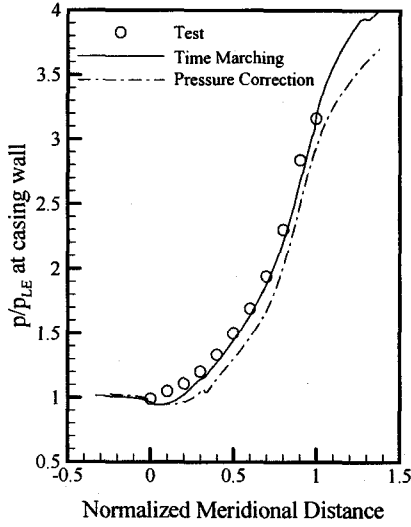


Fig. 9 Static pressure rise long shroud of Impeller(E)

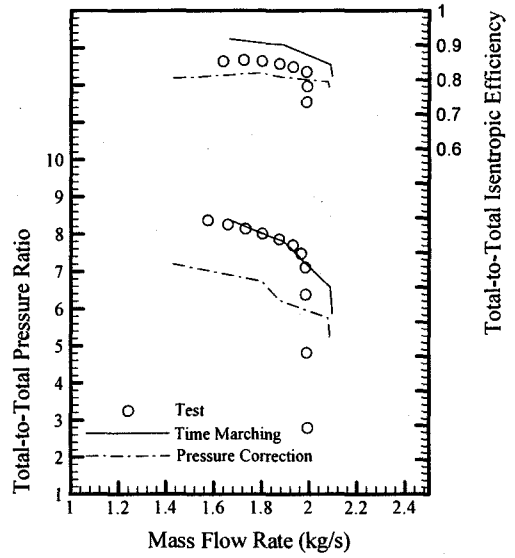


Fig. 11 Performance map of Impeller(G)

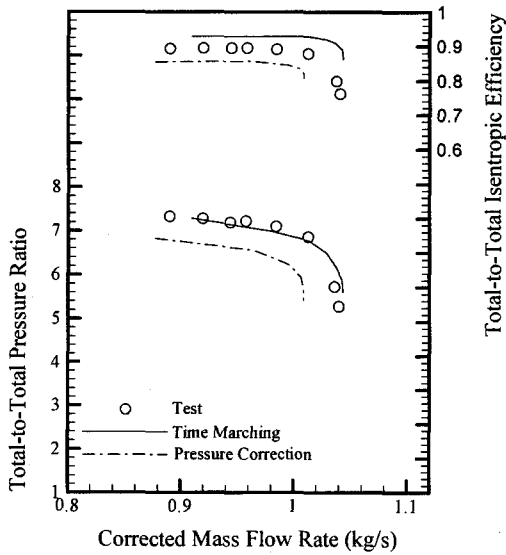


Fig. 10 Performance map of Impeller(F)

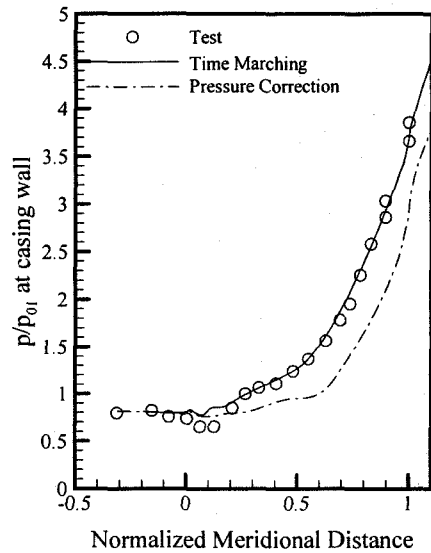


Fig. 12 Static pressure rise along shroud of Impeller(H)

Fig. 12는 설계점에서 쉬라우드 케이싱을 따라 회전방향으로 평균한 정압분포를 보여준다. 압력보정법의 낮은 정압상승 모습이 다시 한번 확인되고 있으며,

그 차이가 다른 경우보다 더 증가하였다. Fig. 13은 설계회전수에서 본 전압과 단열효율의 특성곡선을 나타내는데, 압력보정법은 시간진행법에 비해 대략 18% 정도 전압축비를 적게 예측하고 있음을 확인하였다.

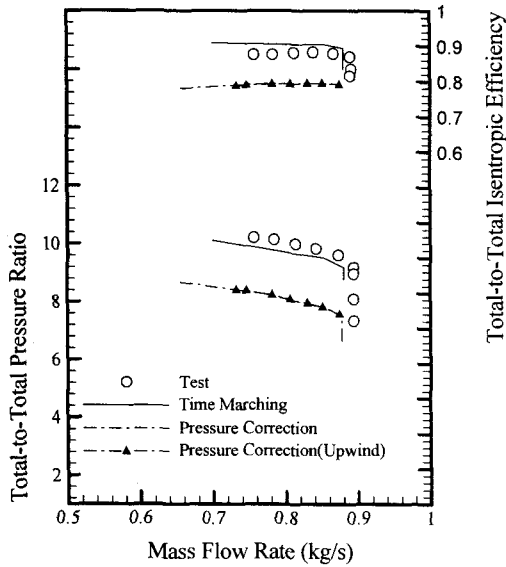


Fig.13 Performance map of Impeller(H)

전반적으로 볼 때, 임펠러(A)와 (B)의 경우와 같이 압축비가 높지 않은 경우에는 약간의 차이가 있지만 대체적으로 압력보정법의 결과가 실험치 그리고 시간진행법의 예측치와 서로 잘 일치한다고 볼 수 있다. 그러나 임펠러의 전압축비가 최대 약 10 정도의 수준까지 증가할 경우, 압력보정법은 시간진행법에 비하여 최대 약 18% 정도의 수준까지 낮은 전압축비를 예측하였다. 이와 같이 압력값을 낮게 예측하는 현상은 임펠러의 압축비가 증가할수록 심화되었다. 이러한 낮은 전압축비는 임펠러의 쉬라우드 케이싱 정압상승 분포에서 이미 확인되었던 낮은 정압상승에 기인하는 것으로 보인다. 속도와 온도의 경우, 2가지 수치해석법의 결과가 서로 비슷한 수준임을 확인하였기 때문에, 압력보정법에서 나타난 전압 감소량은 정압과 밀도의 낮은 예측결과에 따른 것으로 생각된다. 압력보정법에서 대류항(convective terms)의 차분기법에 따른 영향을 살피기 위해 가장 일반적인 풍상차분(upwind differencing)기법을 적용하여 가장 차이가 심한 임펠러(H)에 추가로 적용해보았다. 그 결과가 Fig.13의 삼각형 도형으로 나타나 있는데, 기존의 결과와 거의 변화가 없음을 확인하였다.

본 저자의 견해에 따르면, 압축비가 작지 않은 임

펠러 내부유동에 대해 압력보정법을 이용하여 해석할 경우 정압과 밀도의 수준이 실제보다 낮게 나타나는 이유는 압력보정법의 핵심인 압력보정 방정식 (pressure correction equation)을 정확하게 이산화 (discretization)하지 못하였기 때문이다. 비압축성 유동인 경우와는 달리, 압축성 유동에 대한 압력보정 방정식은 밀도의 변화항을 추가로 갖게되어 압력/밀도간의 coupling이 발생한다. 이를 기존의 계산과정 속에 포함시키기 위해서는 별도의 선형화(linearization)와 이산화 과정이 필요하게 된다. 모든 압축성(아음속과 천음속) 터보기계 유동에서는 계산영역의 출구경계에서는 일정한 정압을 경계조건으로 주게된다. 이러한 고정된 출구정압은 계산과정에서 상류쪽으로 그 영향이 전파되어 최종적으로 수렴된 해에서는 전영역에서의 정압 압력장을 형성하게 되는데 반하여, 압력보정법은 그 특성상 압력에 관한 정보가 모든 방향으로 전파되는 타원형 특성을 갖고 있기 때문에, 이러한 압축성 터보기계 유동에서는 문제점이 발생할 것으로 보인다.

다음으로 생각해볼 수 있는 원인으로는 난류모델이 있을 수 있으나 이에 대한 영향은 그리 크지는 않을 것으로 보인다. 본 연구의 압력보정법이 채택하고 있는 잘 알려진 표준 k-epsilon 난류모델은 엄밀하게 말하자면 비압축성 유동에 대해 개발된 모델이며 압축성 유동에 대해 검증된 바가 아직 없다. 본 저자는 과거에 이를 시간진행법에 적용하여 압축성 터보기계 내부 유동에 대해 해석해본 경험이 있었으나 수렴성이 매우 좋지 않아 포기한 적이 있다. 참고로, 서론에서도 언급한 바와 같이 현재까지 압력보정법을 사용하여 압축비가 낮지 않은 임펠러에 성공적으로 적용한 사례는 Hah et. al(1988)과 Hah and Krain (1990) 경우밖에 없다. 그들은 SIMPLE 계열에는 속하지만 상당히 다른 알고리즘인 PISO를 이용하였고 난류모델 또한 표준 k-epsilon 모델이 아닌 수정된 저레이놀즈수 k-epsilon 모델을 적용하였다.

본 연구의 압력보정법에서는 압력보정 방정식내의 밀도와 속도간의 곱으로 형성된 항에 대해 Newton-Raphson 선형화 기법을 적용하였고, 이산화를 위해 PAC(Physical Advection Correction)를 이용한 skew 기법을 사용하였다. 그럼에도 불구하고 만족스러운 해를 얻지 못하였으며, 이에 대한 보다 진전된 연구가 추가로 진행되어야 할 것으로 판단된다.



## 5. 결 론

낮은 압축비에서 매우 높은 압축비까지 다양한 총 8개의 원심압축기 임펠러에 대해 서로 다른 수치해석 방법인 시간진행법과 압력보정법을 적용하여 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 시간진행법은 모든 경우에 대해 만족할만한 결과를 예측하였다.
- (2) 압력보정법은 임펠러의 전압축비가 최대 약 10 정도의 수준까지 증가할 경우, 시간진행법에 비하여 최대 약 18% 정도의 수준까지 전압축비를 적게 예측하였다.
- (3) 압력보정법의 전압 과소예측은 정압과 밀도의 수준이 실제보다 적게 예측되었기 때문이다.
- (4) 압력보정법이 정압과 밀도를 적게 예측하는 이유는 압력보정 방정식내의 압력/밀도 coupling에 대한 부정확한 선형화와 이산화에 있는 것으로 보이며, 표준 k-epsilon 모델에 대한 개선도 아울러 요구된다.

## 참 고 문 헌

Baldwin, B. and Lomax, H., 1978, Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows, AIAA Paper 78-257.

Came, P.M. and Herbert, M.V., 1980, Design and Experimental Performance of Some High Pressure Ratio Centrifugal Compressors, AGARD CP-282.

Chorin, A.J., 1967, A Numerical Method for Solving Incompressible Viscous Flow Problems, Journal of Computational Physics, Vol.2, pp.12-26.

Dawes, W.N., 1988, Development of 3D Navier-Stokes Solver for Application to All Types of Turbomachinery, ASME Paper 88-GT-70.

Dolan, F.X. and Runstadler, P.W., 1979, Design, Development and Test of a Laser Velocimeter for a Small 8:1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor, NASA CR-134781.

Eckardt D., 1980, Flow Field Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers, *Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors*, ASME.

Fagan, J.R. and Fleeter, S., 1991, Impeller Flow Field Measurement and Analysis, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.113, pp.670-679.

Hah, C., Bryans, A.C., Moussa, Z. And Tomsho, M.E., 1988, Application of Viscous Flow Computations for the Aerodynamic Performance of a Backswept Impeller at Various Operating Conditions, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.110, pp.303-311.

Hah, C. and Krain, H., 1990, Secondary Flows and Vortex Motion in a High-Efficiency Backswept Impeller at Design and Off-Design Conditions, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.112, pp.7-13.

Hall, E.J. and Delaney, R.A., 1995, Investigation of Advanced Counterrotation Blade Configuration Concepts for High Speed Turboprop Systems : Task VII-ADPAC Users Manual, NASA CR 195472.

Hirsch, C., Kang, S. and Pointel, G., 1996, A Numerically Supported Investigation of The 3D Flow in Centrifugal Impellers, ASME Paper 96-GT-151.

Jameson, A., Schmidt, W. and Turkel, E., 1981, Numerical Solutions of the Euler Equations by Finite Volume Methods Using Runge-Kutta Time-Stepping Schemes, AIAA Paper 81-1259.

Krain, H. and Hoffman W., 1989, Verification of an Impeller Design by Laser Measurements and 3D-Viscous Flow Calculations, ASME Paper 89-GT-159.

Kunz, R.F. and Lakshminarayana, B., 1992, Three-Dimensional Navier-Stokes Computation of Turbomachinery Flows Using an Explicit Numerical Procedure and a Coupled k-epsilon Turbulence Model, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.114, pp.627-642.

Launder, B.E. and Spalding, D.B., 1974, The Numerical Computation of Turbulent Flows, *Comp. Method in Applied Mech. Eng.*, Vol.3, pp.269-289.

McKrain, T.F. and Holbrook, G.J., 1997, Coordinates for a High Performance 4:1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor, NASA CR-204134.

Moore, J. and Moore, J.G., 1980, Calculation of

Three-Dimensional Viscous Flow and Wake Development in a Centrifugal Impeller, *Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors*, ASME.

**Oh J.S., 1998**, Numerical Investigation of Internal Flow Field for Modified Design of Eckardt Backswept Impeller, ASME Paper 98-GT-296.

**Oh J.S., 1999**, Blade Loading and Numerical Slip Factor of Centrifugal Compressor Impellers, ASME FED-Vol.250, pp.107-113.

**JongSik Oh, SooHyuk Ro, 2000**, "Application of Time Marching Method to Incompressible Centrifugal Pump Flow", The 1st National Congress on Fluids Engineering, Korea.

**오종식, 오군섭, 유광택, 2000**, "선박용 터보차저 원심압축기의 성능향상 개발", 유체기계저널 제3권 제1호, pp.43-50.

**Patankar,S.V. and Spalding,D.D., 1972**,A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows, *Inter. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.15, pp.1787-1806.

**Perrone,G.L., Holbrook,M.R. and McVaugh,J.M., 1973**,Backswept Impeller and Vane-Island Diffuser and Shroud for NASA Advanced-Concepts Compressor Test Rig, NASA CR-120942.

**Raithby,G.D., 1976**,Skew Upstream Differencing Schemes for Problems Involving Fluid Flow, *Comp. Method in Applied Mech Eng.*, Vol.9, pp.153-164.

**Rhie,C.M. and Chow,W.L., 1982**,A Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Isolated Airfoil with Trailing Edge Separation, AIAA Paper 82-0998.

**Rhie,C.M., 1983**,Basic Calibration of a Partially-Parabolic Procedure Aimed at Centrifugal Impeller Analysis, AIAA Paper 83-0260.

**Van Doormal,J.P., Turan,A. and Raithby,G.D., 1987**, Evaluation of New Techniques for the Calculation of Internal Recirculating Flows, AIAA Paper 87-0059.

**Walker,P.J. and Dawes,W.N., 1990**,The Extention and Application of Three-Dimensional Time-Marching Analyses to Incompressible Turbomachinery Flows, *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.112, pp.385-390.