

## 유선곡률법에 의한 원심압축기 회전차 내부유동의 수치해석

Numerical Calculation of Flows through Impeller of Centrifugal Compressors  
by Streamline Curvature Method

강 신 형\*, 신 영 섭\*\*  
S. H. Kang, Y. S. Shin

### ABSTRACT

Flows through impellers of centrifugal compressors are calculated by a streamline curvature method. A method for the exit boundary condition is suggested in the present paper. Flow angles are assumed to be deviated from the blade angle parabolically. The maximum deviation is adjusted for the whole angular momentum to balance with the empirically estimated value by using Stanitz' slip-factor. The present method is verified to reasonably simulate flows through the impeller, when the 3-dimensionality of the flow is not strong. It is also shown that the method can be applied for the design of the splitter in the impeller.

### 부 호 설 명

$A, B, C, D$  : 식(19)에서 계수

$a, b, c$  : 식(16)과 식(30)에서 계수

$Cp$  : 정압비열

$F$  : 유동계수

$g$  : 중력 가속도

$h$  : 엔탈피

$m$  : 자오면에 있는 유선을 따른 거리

$Z$  : 날개의 수

$p$  : 정압

$q$  : 임의의 3차원 곡선

$R$  : 기체상수

$r, \theta, z$  : 회전축에 일치시킨 원통 좌표계

$r_c$  : 자오면에서 유선의 곡률반경

$s$  : 자오면에서 임의의 준 수선을 따른 거리

$T$  : 온도

$t$  : 시간

$t_n$  : 법선방향으로의 날개 두께

$t_\theta$  :  $\theta$  방향으로의 날개 두께

$U$  : 회전방향의 속도성분

$V$  : 절대속도

$W$  : 상대속도

$W_r, W_\theta, W_z$  : 상대속도의  $r, \theta, z$  방향의 성분

$w$  : 회전체 면을 통과하는 유량

$\alpha$  : 자오면에서 유선이  $z$  축과 이루는 각

$\beta$  : 자오면과 상대속도가 이루는 각

$\gamma$  : 비열 비

\* 정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

\*\* 서울대학교 대학원 기계공학과

$\lambda$  : pre-rotation ( $=V_{\theta} r$ )

$\omega$  : 각 속도

$\phi$  : 반지름 방향과 준 수선이 이루는 각

$\psi$  : 유선함수

$\rho$  : 밀도

$\sigma$  : 미끄럼계수

<상첨자>

$o$  : 절대 정체조건

$r$  : 상대 정체조건

<하첨자>

$i$  : 입구

$l$  : 압력면

$m$  : 자오면상의 유선방향 성분

$o$  : 출구

$t$  : 흡입면

## 1. 서 론

압축기의 개략적인 설계가 이루어진 후 세부설계 단계에서 보다 합리적인 날개의 형상을 구하기 위해서는 압축기 내의 유동을 자세히 해석하여야 한다. 최근에는 고도의 압축기 성능이 요구되어 점차 회전수가 증가하고, 유동의 압축 강도가 심하게 된다. 이로 인해 원심압축기의 회전차 내의 통로를 지나는 유동은 자연히 충격파를 동반하고, 해석하기가 무척 복잡해진다. 그러나 최근 전산기의 발달과 유동의 수치해석 기법의 발전으로 이론 및 수치해석적인 방법으로 합리적인 시뮬레이션이 가능하게 되었다. 이는 3차원 압축성 Euler 방정식을 해석하여 이루어지나 충격파가 발생하는 경우 수치해석상 여러가지 어려움이 따른다. 그러나 압축의 정도가 심하지 않은 경우에는 2차원 혹은 준 3차원 압축성 Euler 방정식의 해석이 실제현상을 설명해주는 많은 정보를 제공해 준다. 한편 점성의 영향이 주요해지는 경우, 특히 유동의 변화가 심하거나 날개와 쉬라우드 사이의 누설손실을 고려해야 하는 경우 등에는 3차원 압축성 Navier-Stokes 방정식을 이용하여 시뮬레이션 해야한다. 이때 수치상의 여러 문제는 물론이거니와 적합한 난류모델이 제공되어야 한다. 아직 이

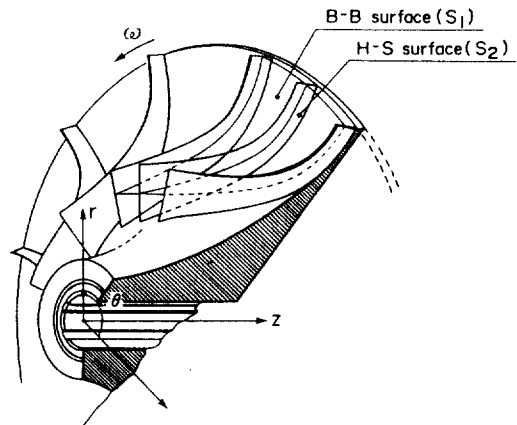


Fig.1 Configuration of centrifugal compressor and coordinate system

러한 문제에 관해서는 학술적 정립이 이루어지지 못하여 많은 연구가 진행되고 있다.

터어보 기계의 내부유동의 지배방정식은  $Wu^{1)}$ 에 의해 1952년에 정립되었다.  $Wu$ 는 여기서 Fig.1에 나타낸 허브와 쉬라우드 사이에서 유동면  $S_1$ 을, 날개와 날개 사이에서 유동면  $S_2$ 를 정의하고 각각의 유면에서 유동방정식을 유도하였다. 이론적으로는 여러개의  $S_2$ 면에서의 유동을 계산하고 이를 활용하여 여러개의  $S_1$ 면에서의 유동을 해석하며, 다시  $S_2$ 면에서 계산의 반복과정을 거쳐서 전체 3차원 유동을 계산한다고 제안하였다. 이러한 방법을 소위 준 3차원 유동계산이라고 하며 최근 까지도 일반 좌표계 및 압축성의 영향을 고려하여 많은 연구가 진행되고 있다. '80년도에서도  $S_1$ 면과  $S_2$ 면에서의 계산을 효과적으로 반복 수행하여 합리적인 결과를 구하는 방법, 각 면에서의 천음속 유동해석, 점성의 효과를 포함하는 유동해석 등에 현재 많은 관심을 두고 있다.<sup>2)</sup> 국내에서도 조강래<sup>3)</sup> 등의 연구도 있으나 아직 이러한 분야의 연구가 거의 없는 실정이다. 한편 압축기 및 고압송풍기의 개발을 위해서는 회전차 및 날개의 형상설계를 위한 보다 간단한 유동계산을 위한 방법이 응용되어야 한다.

본 연구에서는 이러한 방법중 간단하고 설계에 활용할 수 있는 유선곡률법<sup>4)</sup>을 도입하고 이를 실험자료와 비교하고 설계에 응용가

능성을 검토하였다. 이러한 과정에서 회전차의 입구와 출구에서 경계조건의 처리가 전체 유동해석 결과에 많은 영향을 미치고 있음을 고려하여 출구에서 유동각도를 포물선 변화로 가정하여 전체 각 운동량이 경험식으로 주어지는 미끄럼계수에 의한 보정된 양과 일치 시킴으로써 보다 합리적인 결과를 얻었다.

2. 지배방정식 및 경계조건

Fig.1에 나타난 원심압축기의 개략도에서 S<sub>1</sub>면은 허브와 쉬라우드 사이의 유동면이고 흔히 blade to blade(B-B)면이라고 한다. S<sub>2</sub>면은 날개 사이의 유동면이고 흔히 hub to shroud(H-S)면이라고 한다. 각 면에서의 지배방정식은 서로 연계되어 있지만 S<sub>2</sub>면에서 해를 구한 후 결과를 이용하여 S<sub>1</sub>면에서 해를 구하고 이 결과를 다시 S<sub>2</sub>면에서 해를 구하는데 이용하는 반복계산법을 이용한다. 본 논문에서는 S<sub>2</sub>면을 날개와 날개 사이의 평균위치로 주어지는 면이라고 가정하고 축대칭 계산식을 이용해 유동을 해석했고, S<sub>1</sub>면에서는 S<sub>2</sub>면의 계산결과를 이용하고, S<sub>2</sub>면에서 구한 특정한 유선을 지나는 회전면이라고 가정하고 해석하였다. 여기서는 주로 Katsanis<sup>5,6)</sup>의 유선곡률법을 주로 참고하여 해석했다. Fig.2에 나타난 원통좌표계와 각 상대속도 성분에 대한 Euler 방정식은 다음과 같다.

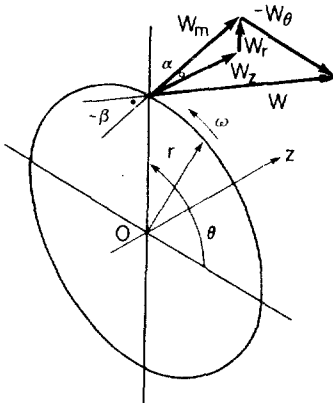


Fig.2 Coordinate system and relative velocity components

$$\frac{dW_r}{dt} - \frac{(W_\theta + \omega r)^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{1}{r} \frac{d(rW_\theta + \omega r^2)}{dt} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \dots\dots\dots (2)$$

$$\frac{dW_z}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \dots\dots\dots (3)$$

임의의 곡선을 따른 거리를 q라고 하면 다음 관계가 있다.

$$\frac{dp}{dq} = \frac{\partial p}{\partial r} \frac{dr}{dq} + \frac{\partial p}{\partial \theta} \frac{d\theta}{dq} + \frac{\partial p}{\partial z} \frac{dz}{dq} \dots\dots\dots (4)$$

이 식과 식(1), (2), (3)을 사용하면 다음을 얻을 수 있다.

$$-\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dq} = \left( \frac{dW_r}{dt} - \frac{(W_\theta + \omega r)^2}{r} \right) \frac{dr}{dq} + \frac{d(rW_\theta + \omega r^2)}{dt} \frac{d\theta}{dq} + \frac{dW_z}{dt} \frac{dz}{dq} \dots\dots\dots (5)$$

한편 등엔트로피 과정으로 보면 dp/ρ = dh이다. 식(1)에 W<sub>r</sub> = dr/dt, 식(2)에 W<sub>θ</sub> = r dθ/dt, 식(3)에 W<sub>z</sub> = dz/dt를 곱하면 등엔트로피 과정에서의 에너지 방정식을 구할 수 있다.

$$\frac{1}{2} \frac{dW^2}{dt} = \omega^2 r \frac{dr}{dt} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} = \frac{\omega^2}{2} \frac{d(r^2)}{dt} - \frac{dh}{dt} \dots\dots\dots (6)$$

입구부터 유선을 따라 적분하면,

$$W^2 - W_i^2 = \omega^2 (r^2 - r_i^2) - 2(h - h_i) \dots\dots\dots (7)$$

속도삼각형과 전엔탈피 h<sup>o</sup>를 도입하면 다음과 같다.

$$V^2 = W^2 + 2V_\theta \omega r - \omega^2 r^2 \dots\dots\dots (8)$$

$$h_i^o = h_i + \frac{V_i^2}{2} = h_i + \frac{W_i^2 + 2\omega \lambda - \omega^2 r_i^2}{2} \dots\dots\dots (9)$$

이를 식(7)에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$h = h_i^o - \omega \lambda + \frac{\omega^2 r^2 - W^2}{2} \dots\dots\dots (10)$$

따라서 이를 dq 방향으로 미분하여 dp/dq를 구하고, 이를 식(5)에 대입하여 압력항을 소거하면 다음의 관계식을 구할 수 있다.

$$\frac{dW}{dq} = \frac{1}{W} \frac{dh_i^o}{dq} - \frac{\omega}{W} \frac{d\lambda}{dq} + \left( \frac{\omega^2 r}{W} + \frac{1}{W} \frac{dW_r}{dt} \right)$$

$$\begin{aligned}
 & - \left. \frac{(W_0 + \omega r)^2}{rW} \right) \frac{dr}{dq} \\
 & + \frac{1}{W} \frac{d(rW_0 + \omega r^2)}{dt} \frac{d\theta}{dq} \\
 & + \frac{1}{W} \frac{dW_z}{dt} \frac{dz}{dq} \dots\dots\dots (11)
 \end{aligned}$$

여기서 Fig. 2를 참고하여 다음의 관계를 얻는다.

$$\begin{aligned}
 W_m &= W \cos \beta, \quad W_r = W_m \sin \alpha, \\
 W_z &= W_m \cos \alpha \dots\dots\dots (12)
 \end{aligned}$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\alpha}{dm} \frac{dm}{dt} = \frac{W_m}{r_c} \dots\dots\dots (13)$$

한편,  $W_r = W_m \sin \alpha$ 와  $W_z = W_m \cos \alpha$ 의 미분은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 \frac{dW_r}{dt} &= \frac{W^2 \cos^2 \beta \cos \alpha}{r_c} \\
 &+ W \sin \alpha \cos \beta \frac{dW_m}{dm} \dots\dots\dots (14)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{dW_z}{dt} &= \frac{W^2 \cos^2 \beta \sin \alpha}{r_c} \\
 &+ W \cos \alpha \cos \beta \frac{dW_m}{dm} \dots\dots\dots (15)
 \end{aligned}$$

이들을 이용하여 식(11)을 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 \frac{dW}{dq} &= a \frac{dr}{dq} + b \frac{dz}{dq} + c \frac{d\theta}{dq} \\
 &+ \frac{1}{W} \left( \frac{dh_i^0}{dq} - \omega \frac{d\lambda}{dq} \right) \dots\dots\dots (16)
 \end{aligned}$$

여기서,

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{W \cos^2 \beta \cos \alpha}{r_c} - \frac{W \sin^2 \beta}{r} \\
 &+ \sin \alpha \cos \beta \frac{dW_m}{dm} - 2 \omega \sin \beta \\
 b &= -\frac{W \cos^2 \beta \cos \alpha}{r_c} + \cos \alpha \cos \beta \frac{dW_m}{dm} \\
 c &= W \cos \alpha \cos \beta \sin \beta + r \cos \beta \left( \frac{dW_0}{dm} \right. \\
 &\quad \left. + 2 \omega \sin \alpha \right)
 \end{aligned}$$

이다. 자오면에서의 해석은 임의곡선  $q$ 의 자

오면에 투영된 곡선  $s$ 에 대해 수행된다. 따라서,

$$\begin{aligned}
 \frac{dW}{ds} &= \frac{dW}{dq} \frac{dq}{ds} = a \frac{dr}{ds} + b \frac{dz}{ds} + c \frac{d\theta}{ds} \\
 &+ \frac{1}{W} \left( \frac{dh_i^0}{ds} - \omega \frac{d\lambda}{ds} \right) \dots\dots\dots (17)
 \end{aligned}$$

이다. 여기서,  $dr/ds, dz/ds$ 는 각각  $r=r(s), z=z(s)$ 의 관계에서, 또  $\theta=\theta(r, z)$ 가 주어지면,

$$\frac{d\theta}{ds} = \frac{\partial \theta}{\partial r} \frac{dr}{ds} + \frac{\partial \theta}{\partial z} \frac{dz}{ds} \dots\dots\dots (18)$$

를 구해서 식(17)에 대입하면 다음의 방정식을 얻는다.

$$\begin{aligned}
 \frac{dW}{ds} &= \left( A \frac{dr}{ds} + B \frac{dz}{ds} \right) W + C \frac{dr}{ds} + D \frac{dz}{ds} \\
 &+ \frac{1}{W} \left( \frac{dh_i^0}{ds} - \omega \frac{d\lambda}{ds} \right) \dots\dots\dots (19)
 \end{aligned}$$

여기서,

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{\cos \alpha \cos^2 \beta}{r_c} - \frac{\sin^2 \beta}{r} + \sin \alpha \sin \beta \cos \beta \frac{\partial \theta}{\partial r} \\
 B &= -\frac{\sin \alpha \cos^2 \beta}{r_c} + \sin \alpha \sin \beta \cos \beta \frac{\partial \theta}{\partial z} \\
 C &= \sin \alpha \cos \beta \frac{dW_m}{dm} - 2 \omega \sin \beta \\
 &\quad + r \cos \beta \left( \frac{dW_0}{dm} + 2 \omega \sin \alpha \right) \frac{\partial \theta}{\partial r} \\
 D &= \cos \alpha \cos \beta \frac{dW_m}{dm} + r \cos \beta \left( \frac{dW_0}{dm} \right. \\
 &\quad \left. + 2 \omega \sin \alpha \right) \frac{\partial \theta}{\partial z}
 \end{aligned}$$

이다. 위 식은

$$\frac{dW}{ds} = f(W, s) \dots\dots\dots (20)$$

의 형태가 되고 이는 Runge-Kutta 방법에 의해 수치적분한다. 임의곡선은 보통 허브와 쉬라이드를 연결하는 직선으로 하고, 보통 준수선(quasi-orthogonal line)이라 한다. 입구와 출구에서는 회전차 날개의 앞날과 뒷날이 되도록 한다. 위 식은 힘의 평형을 나타내는 것이고, 이와 함께 연속정리를 고려해야 한다. 여기서 연속정리는 허브와 쉬라이드 사이를 통

과하는 질량유량이 일정하도록 하여 만족시킨다. 이때 온도 및 밀도는 각각 다음으로 계산된다.

$$\frac{T}{T_i^0} = \frac{h}{h_i^0} = 1 - \frac{W^2 + 2\omega\lambda - \omega^2 r^2}{2Cp T_i^0} \dots\dots\dots (21)$$

$$\frac{T^r}{T_i^0} = 1 - \frac{2\omega\lambda - \omega^2 r^2}{2Cp T_i^0} \dots\dots\dots (22)$$

$$\frac{\rho}{\rho_i^0} = \left(\frac{T}{T_i^0}\right) \dots\dots\dots (23)$$

손실을 고려하기 위해서는 상대 전압손실량  $\Delta p^r$  을 추정하고 이를 밀도의 계산시 다음과 같이 반영한다.

$$\rho = \rho_i^0 \left(\frac{T}{T_i^0}\right)^{1/(r-1)} - \left[\left(\frac{T}{T_i^0}\right)\left(\frac{T_i^0}{T^r}\right)\right]^{1/(r-1)} \frac{\Delta p^r (T_i^0)}{RT_i^0 \left(\frac{T_i^0}{T^r}\right)} \dots\dots\dots (24)$$

압력은 다음 식으로 구한다.

$$\frac{p}{\rho_i^0} = \frac{\rho}{\rho_i^0} \frac{T}{T_i^0} \dots\dots\dots (25)$$

유량은 다음 관계식으로 주어진다.

$$w = Z \int \rho W_m \cos(\phi + \alpha) r \Delta \theta ds \dots\dots\dots (26)$$

$$\Delta \theta = \frac{2\pi}{Z} - \frac{t_\theta}{r} \dots\dots\dots (27)$$

이번에는  $S_1$  면에서 날개와 날개 사이의 영역에서 식(11)을 생각한다. 이때  $q$  는  $\theta$  의 함수가 되므로

$$\frac{dW}{d\theta} = \frac{dW}{dq} \frac{dq}{d\theta} \dots\dots\dots (28)$$

이고  $dh_i^0/d\theta = d\lambda/d\theta = 0$  이므로 식(11)은 다음의 형태로 주어진다.

$$\frac{dW}{d\theta} = \left\{ \frac{\omega^2 r}{W} + \frac{1}{W} \frac{dW_r}{dt} - \frac{(W_\theta + \omega r)^2}{rW} \right\} \frac{dr}{d\theta} + \frac{1}{W} \frac{d(rW_\theta + \omega r^2)}{dt} + \frac{1}{W} \frac{dW_z}{dt} \frac{dz}{d\theta} \dots\dots\dots (29)$$

즉,

$$\frac{dW}{d\theta} = a \frac{dr}{d\theta} + b \frac{dz}{d\theta} + c \dots\dots\dots (30)$$

여기서,

$$a = \frac{W \cos^2 \beta \cos \alpha}{r_c} - \frac{W \sin^2 \beta}{r}$$

$$+ \sin \alpha \cos \beta \frac{dW_m}{dm} - 2\omega \sin \beta$$

$$b = -\frac{W \cos^2 \beta \cos \alpha}{r_c} + \cos \alpha \cos \beta \frac{dW_m}{dm}$$

$$c = W \sin \alpha \cos \beta \sin \beta + r \cos \beta \left( \frac{dW_\theta}{dm} + 2\omega \sin \alpha \right)$$

로 계산되고, 이때 온도, 밀도 및 압력은 자오면에서와 같은 방법으로 계산한다. 만약 준수선을 잡을 때  $dr/d\theta = dz/d\theta = 0$  으로 하면 간단하다. 방정식은 식(20)과 같이 되고 Runge-Kutta로 수치적분 한다.

한편 질량유량은

$$w = Z \int \rho W_m \Delta n r d\theta \dots\dots\dots (31)$$

로 계산되고, 이때 온도, 밀도 및 압력은 자오면에서와 같은 방법으로 계산한다.

### 3. 경계조건 및 계산방법

Fig.1의  $S_2$  면에서 준 수선을 따라 속도의 변화를 식(19)가 나타낸다. 따라서 처음에 전  $S_2$  면에서 유선의 분포를 가정하면 전 영역에서 속도분포가 가정되고, 식(19)를 해석하면 새로운 속도분포가 구해진다. 이를 위해서 허브에서 상대속도의 크기가 가정되어야 한다. 구해진 속도분포는 연속정리를 만족시켜야 한다. 따라서 허브에서 속도는 구해진 속도분포가 연속정리를 만족시키도록 정해진다. 등엔트로피 과정과 이상기체의 가정으로 얻은 속도분포를 통해 식(22)로는 온도, 식(23), (24)로는 밀도, 식(25)로는 압력을 구한다. 연속방정식을 만족하면 구해진 속도분포에 의해 새로운 유선의 위치를 구한다. 수렴조건은 유선위치 보정이 허용치안에 들도록 했으며 허용치는  $1 \times 10^{-6}$  으로 하였다. 이러한 과정으로 입구에서 출구 방향으로 이동하면서 각 준 수선에서 계산을 수행한다. 입구에서는 축방향의 속도를 유량에 의한 평균속도로 정하고 압축기의 회전각속도에 의해 속도삼각형을 이루어 유동각도와 상대속

도를 구하였다.

식(30)은  $S_1$  면에서 준 수선을 따라 성립되며 이 때의 준 수선은 압력면에서 흡입면으로 이어지는 임의의 선을 의미한다.  $S_1$  면은  $S_2$  계산에서의 임의의 유선에 의해 형성되며 유선면 두께도  $S_2$  면에서의 계산에 의해 결정된다. 계산방법은  $S_2$  면에서의 계산방법과 유사하며 압력면에서 흡입면으로 계산을 수행한다. 여기서도 연속정리가 만족되도록 압력면에서의 상대속도를 구하게 되며 이를 이용하여 새로운 유선의 위치를 구한다. 수렴조건은 허용치는  $3 \times 10^{-4}$ 로 하였다. 입구에서 유동은 앞서  $S_2$  면에서의 계산과 동일하다. 그러나 출구에서의 조건은  $S_2$  면의 경우보다 주의를 해야한다. 본 계산에서 출구에서의 조건은 직접 전체 유동장에 영향을 미치지 않고, 반복계산의 전단계의 값이 간접적으로 영향을 준다. 그러나  $S_1$ 에서 유동은 출구에서 날개에 의한 안내를 충분히 받지 못하여 상대속도는 날개의 각도와 많은 차이가 있다. 따라서 출구에서 유동을 보다 적극적으로 조정하지 않으면 전체 유동에 많은 차이를 보인다. 실제로 출구에서 경계조건은 여러가지 해석방법에서 주요하게 다루어지고 있다. 본 논문에서는 이 부분에 경험식에 의한 경계조건을 도입하였다. 출구에서 압력면과 흡입면에서는 상대속도의 유동각도가 날개각도와 일치하고, 그 사이에서는 개략 포물선으로 두 각도의 차이가 변한다고 가정하였다.

$$\frac{\beta_o - \beta_b}{\beta_{max} - \beta_b} = 4 \frac{(\theta_i - \theta)(\theta - \theta_i)}{(\theta_i - \theta_i)(\theta_i + \theta_i)} \dots\dots (32)$$

유동각도가 이와 같이 정해진 상태에서 계산을 수행하고 전체의 각 운동량을 계산하면 속도가 빠른 부분 즉 흡입면에서의 유동각도가 주로 영향을 미친다. 이때 유동각도의 최고값  $\beta_{max}$ 은 미지수이나 전체적인 각 운동량이 경험식에 의한 미끄럼계수를 고려한 각 운동량과 일치하도록 정하였다. 미끄럼계수에 관한 경험식으로는 Stanitz의 식

$$\sigma = 1 - \frac{0.63\pi}{Z} \left( 1 - \frac{1}{\frac{W_{m0}}{U_o} \cot \beta_b} \right) \dots\dots\dots (33)$$

을 사용한다.

Splitter가 있는 경우에는 입구에서 splitter까지는 없는 경우와 동일하게 취급하고 이를 지나면서는 유량이 나뉘어진 상태로 별개의 채널로 다루었다. 그러나 입구에서 출구까지 반복계산을 수행하는 과정에서 splitter의 존재가 합리적으로 고려되도록 하였다.

### 4. 수치 계산 및 검토

#### 4.1 모델 B의 자료와 비교

이상에서 기술한 방법에 의해 실제 압축기 내의 유동을 예측하여 기존 실험자료와 타 방법에 의한 계산결과와 비교하였다. 모델로는 우선 The 25th annual international gas turbine conference에서 표준모델로 선정된 세가지 중에서 모델 B를 택하였다.<sup>7)</sup> 이를 여기서는 모델 B라고 한다. Fig.3에는 압축기 모델 B의 외형과 칫수를 나타내었다. 날개수는 12개이고 splitter가 없다. 입구에서는 밀도, 압력, 온도 모두 대기 상태로 하여  $\rho = 1.241 \text{ kg/m}^3$ ,  $T = 284.4 \text{ K}$ ,  $P = 1.0 \text{ atm}$ 으로 주었다. 유량은  $0.6 \text{ kg/sec}$ 이고 이에 따른 각 속도는  $6,000 \text{ rpm}$ 이다. 영각이 없는 상태의 유

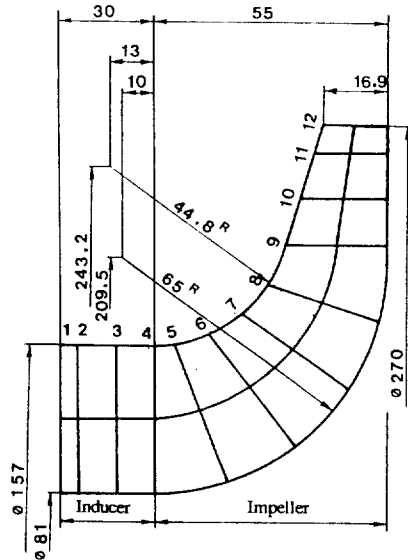


Fig.3 Meridional configuration of impeller and inducer of the model B

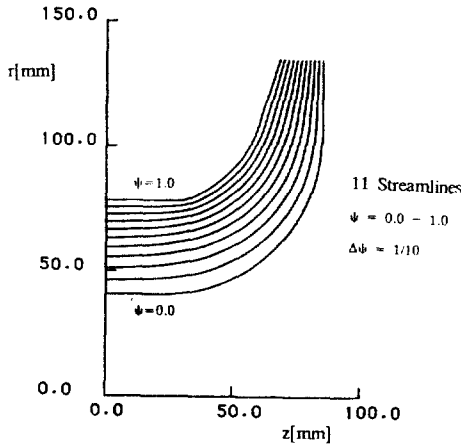


Fig.4 Calculated streamlines on meridional surface

량을 설계점으로 택했다.

$S_2$  면에서 계산은 입구에서 출구로 23개의 준 수선을, 허브에서 쉬라우드로 20개의 유면을 분포시켜 수행하였다. 신영섭<sup>4)</sup>의 논문에서 분할하는 갯수의 증가에 따른 효과를 고찰하였으며, 이 정도의 갯수가 충분하다고 기술하였다. Fig.4에서의 계산된 유선은 허브에서보다는 쉬라우드에서 속도가 큰 것을 보여주고 있다. 쉬라우드에서 inducer가 끝나는 부분에 곡률의 변화가 심하며, 이 부분에서 유동의 급격한 변화가 예상된다. Fig.5에는 압력의 분포를 보이고 있다. 입구에서의 날개의 두께 때문에 속도가 급히 증가하며, 압력은 감소한다. 이러한 압력의 변화는 기본적으로 hub와 shroud의 형상에 따라서 변하며 필요이상으로 변화가 급격히 일어나면 유동박리 등이 예상되어 손실이 많게 된다. 따라서 이러한 자료는 기본 형상의 설계 변경에 이용될 수 있다.

$S_2$  면에서 계산된 자료를 이용하여  $S_1$  면에서 유동을 계산하였고, 날개 사이는 20개로 분할되었다.  $S_1$  면은  $S_2$  면에서 입구에서 중앙을 지나는 유동면으로 선택되었다. Fig.6에는 출구에서 미끄럼계수의 수정을 하지 않은 경우 계산된 유선을 점선으로 보이고 있다. 날개 압력단 보다는 흡입단의 유선이 밀집된 것을 알 수 있다. 유동의 비회전성에 의해서 압력면에서 흡입면으로 상대속도가 증가하고 압력

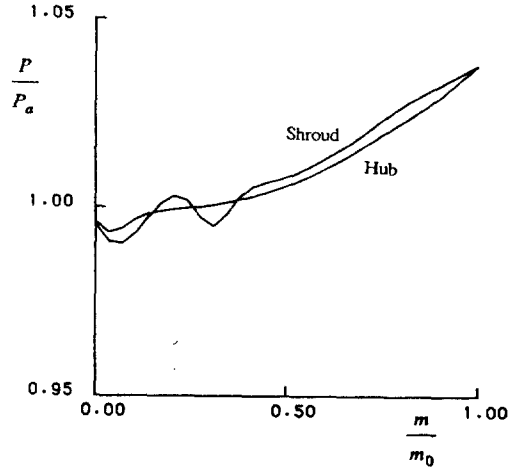


Fig.5 Pressure distribution along hub and shroud on  $S_2$  surface

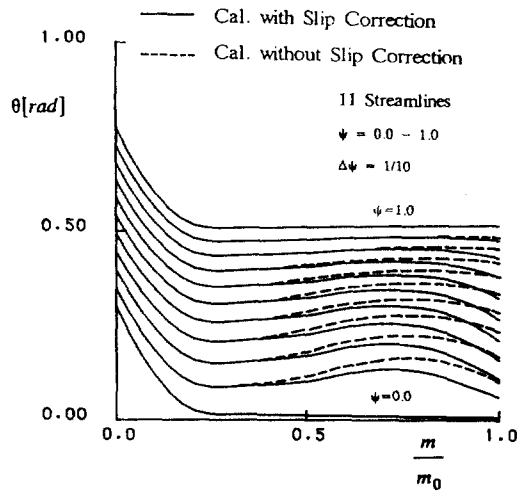


Fig.6 Calculated streamlines on a  $S_1$  surface

은 감소하는 경향을 합리적으로 나타내고 있다. 한편 미끄럼계수에 의해 출구에서 유동각도를 경험적으로 구속하는 경우엔 결과를 Fig.6에 실선으로 나타내었고 앞서의 결과와 비교되었다. 이 결과 출구에서 유동이 전반적으로 압력면 쪽으로 수정되고, 이에 의해서 출구 근처에서 유동해석 결과가 영향을 받고 있다. 두 경우 모두 유선의 형태는 비슷하며 미끄럼을 고려할 때의 유선이 출구 부분에서 완만한 것을 알 수 있다.

Fig.7에는 Fig.3의 단면 8에서 날개와 날개 사이에서 상대속도를 실험자료 및 Alder

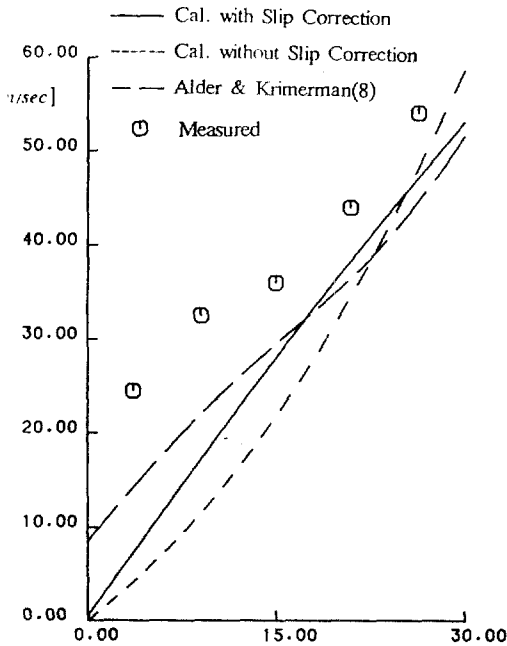


Fig. 7 Measured and calculated meridional velocity distribution at section 8 on  $S_1$  surface 4/8

and Krimerman<sup>8)</sup>의 결과와 비교하였다. Alder and Krimerman의 계산은 Wu<sup>1)</sup>의 기본 이론에 가장 충실히 수행된 결과라고 주장되었다. 전체적으로 예측된 속도보다 약간 작게 예측되지만, 속도의 날개 사이에서 기울기가 잘 예측되었다. 여기서 본 연구의 방법으로 계산한 결과 전체적으로 속도의 구배가 심함을 알 수 있다. 이는 Alder and Krimerman<sup>8)</sup>에서도 언급하였듯이 회전차 내의 유동은 상당한 3차원성을 보이고, 이에 의해 본 연구에서와 같이  $S_1$  유동면을 회전면이라고 가정할 때는 피할 수 없는 오차이다. 즉 실제로 유동은 3차원적으로 왜곡되어 있기 때문에 유동면의 두께는 압력면에서 얇고, 흡입면에서 두껍다. 따라서 계산에 의한 속도는 압력면에서 실제보다 적게 계산된다. 한편 미끄럼계수에 의한 출구조건 보정은 전체적으로 속도의 구배를 실제와 가깝게 예측하도록 한다. 이는 본 연구에서와 같은 방법으로 계산한 타 연구결과와 비교할 때 매우 우수한 결과를 보이고 있다.

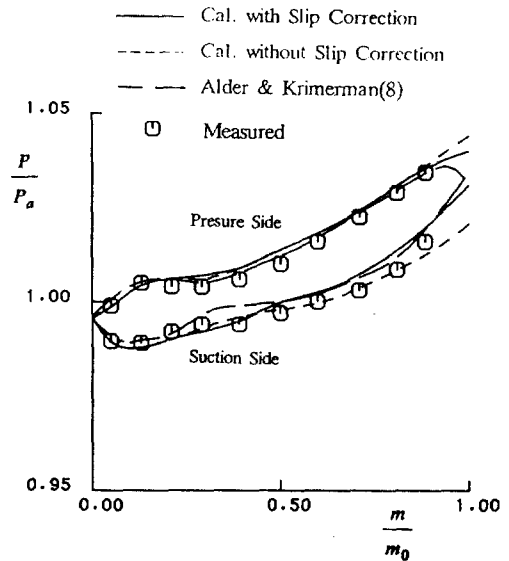


Fig. 8 Measured and calculated pressure distributions along hub and shroud on  $S_1$  surface 4/8

한편 Fig. 8에는 압력면과 흡입면에서 압력 분포를 앞서와 마찬가지로 비교하고 있다. 전반적으로 실험결과 및 Alder and Krimerman<sup>8)</sup>의 결과와 잘 일치하고 있다. 그리고 출구 조건의 보완에 의해 보다 합리적인 결과를 얻을 수 있다. 아직 압축기의 회전차 내의 유동을 완전한 3차원 압축성 비점성유동 및 점성 유동에 의한 해석결과와 비교하기에는 이 이론, 수치해석 결과 및 실험자료가 확립되어 있지 못함을 고려할 때 본 논문에서 다루고 있는 가장 간단한 방법은 완벽한 3차원성을 고려하기 위해서 복잡한 과정을 거치지 않고 실제 설계단계에서는 매우 요긴하게 이용될 수 있음을 보이고 있다.

#### 4.2 Splitter의 영향

원심압축기의 유동을 효과적으로 안내하기 위하여 splitter를 부착한다. 본 연구에서의 방법이 설계과정에서 효과적으로 이용됨을 살펴 보기 위하여 splitter를 설치하는 경우를 다루어 보았다. 이를 위하여 국내에서 설계 및 성능시험을 수행한 차동환 등<sup>2)</sup>의 모델을 선정하였다. 이 연구에서는 자동차용 터보차저의



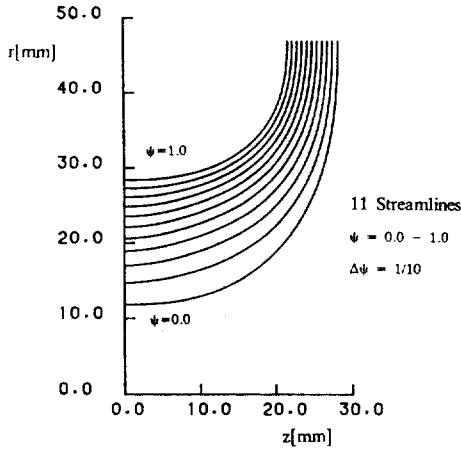


Fig.9 Calculated streamlines on the meridional surface of KIMM model

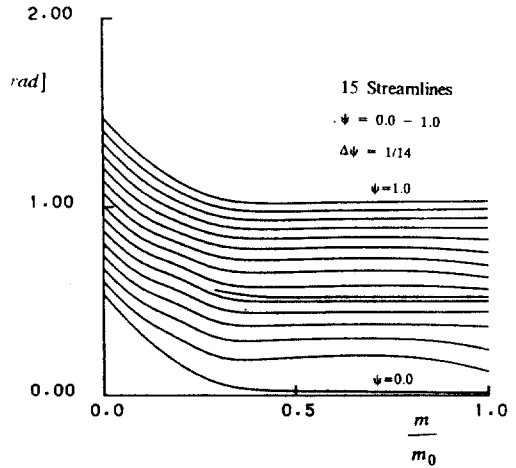


Fig.11 Calculated streamlines on  $S_1$  surface of KIMM model

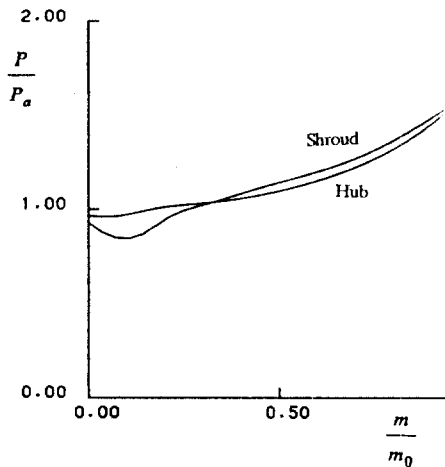


Fig.10 Pressure distribution along hub and shroud on  $S_2$  surface of KIMM model

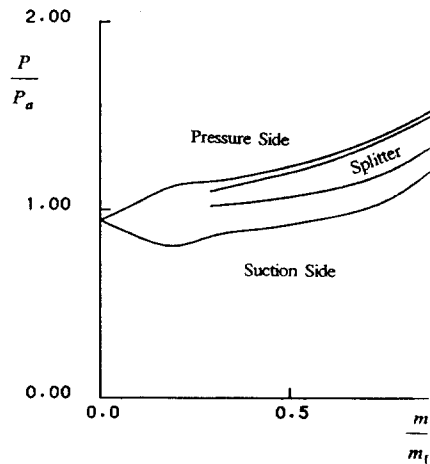


Fig.12 Pressure distributions along splitter and blades on  $S_1$  surface of KIMM model

설계 및 제작기술의 국산화를 위하여 수행된 바 여기에서 원심형 압축기를 설계하였다. 설계된 압축기는 압력비가 1.64, 유량 0.28 kg/s, 회전수 62,700 rpm으로 설계되었다. 날개의 수는 6개이고 중간에 splitter를 설치하였다. 회전차의 직경은 93.68 mm이고 자세한 형상은 참고문헌에 상세히 기술되어 있다.

Fig.9에서  $S_2$  면에서 계산된 유선을 나타내고 있다. 자오면에서는 유선의 분포가 완만하며 허브에서의 속도가 상대적으로 작고, 쉬라이드 쪽으로 증가하는 형태를 보인다. 쉬라이

드에서는 속도가 완만히 감소하고 있으며 허브에서는 약간 증가하다 감소하고 있다. 압력은 Fig.10에서 입구 쉬라우드에서만 급히 일어나고 그 외에는 완만하게 이어진다. 구해진 압력비는 1.62로 실제 성능을 잘 나타내고 있다. 이는 허브와 쉬라우드의 형상이 원만히 설계되었음을 나타내며, 이후 날개의 형상이 적절히 설계되어야 한다. 이러한 결과를 이용하여 우선 splitter가 없는 경우에  $S_1$  면에서 유동을 계산하였다. 그러나 압력면에서 유동박

리가 심하게 발생하였다.<sup>4)</sup> 따라서 실제 설계에서와 같이 splitter를 장치하여 그 영향을 보았다. 이때 구해진 유선을 Fig. 11에 나타내었다. 전체적으로 유선의 변화가 완만히 이루어지고 있다. 여기서는 특히 미끄럼에 의한 고려를 하지 않으면 출구에서 상대 유동각은 오히려 회전방향으로 이루어지고 날개와 splitter의 압력면에 유동박리가 나타난다. 그래서 본 연구에서와 같이 출구 유동각도를 경험적으로 구속함은 합리적인 결과를 주고 있다. 이때 계산된 압력분포를 Fig. 12에 나타내었다. 대체적으로 고른 압력의 상승을 나타낸다. 실제로 설계자는 이러한 압력의 변화에 대한 설계기준을 갖추고 있어야 하며, 간단한 점성유동의 예측을 통해 손실을 추정해야 한다.

## 5. 결 론

(1) 완전한 준 3차원 방법이 아니더라도 유선곡률법에 의한 원심압축기 내의 유동해석은 3차원 효과가 심하지 않은 경우에는 설계과정에서 효과적으로 이용될 수 있음을 보였다. 본 논문에서 제시한 경험식에 의한 미끄럼효과를 출구에서 적절히 고려하여야 합리적인 결과를 얻을 수 있다.

(2) 특히 splitter의 설계과정에서 효과적인 위치 및 형상의 결정에 이러한 방법은 활용될 수 있음을 보였다.

(3) 유동해석 구역을 본 연구에서와 같이 회전차의 입구와 출구에 고정시키지 않고 충분한 영역을 포함하는 문제나, 입구와 출구에서 경계조건을 보다 합리적으로 처리하는 문제를 해결함으로써 설계점에서 벗어난 조건에서 회전차 내의 유동을 합리적으로 계산하는 방법은 추후 연구되어야 한다.

## 후 기

본 연구는 1987년도 한국과학재단 목적기초연구비의 지원하에 이루어졌음을 밝히며, 이에 관계자 여러분에게 깊은 감사를 드립니다.

## 참 고 문 헌

1. Chung-Hua Wu, "A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial, Radial, and Mixed-flow Types," NACA TN 2604, 1952.
2. Computational Methods in Turbomachinery, I Mech E Conf. Publication 1984-3, University of Birminham, 1984.
3. 조강래, "축류 터보기계의 H-S면과 B-B면상의 유동의 수치해석", 대한기계학회 논문집, 7(2), 1983.
4. 신영섭, "유선곡률법에 의한 원심압축기 내의 유동해석 및 응용", 서울대학교 대학원 석사학위 청구논문, 1989.
5. Katsanis, T., "Use of Arbitrary Quasi-Orthogonals for Calculating Flow Distribution in the Meridional Plane of a Turbomachine," NASA TN D-2546, Dec. 1964.
6. Katsanis, T., "Use of Arbitrary Quasi-Orthogonals for Calculating Flow Distribution on a Blade-to-Blade Surface in a Turbomachine," NASA TN D-2809, May 1965.
7. S. Mizuki, I. Agriga, and I. Watanabe, "Description of Compressor Geometries" The 25th Annual International Gas Turbine Conference, New Orleans, Louisiana, March 9.13.1980.
8. D. Adler, Y. Krimerman, "Comparison Between the Calculated Subsonic Inviscid Three-Dimensional Flow in a Centrifugal Impeller" The 25th Annual International Gas Turbine Conference, New Orleans, Louisiana, March 9.13.1980.
9. 최동환, Turbomachinery의 설계 및 제작기술 개발(III), 과학기술처 연구보고서 UCN 0941-913-c, 1987.