

# 익렬간 혼합모형을 이용한 토크 컨버터 유동장의 수치계산

박재인\* · 조강래\*

(1997년 5월 2일 접수)

## Numerical Calculation of Torque Converter Flow Using Interrow Mixing Model

J. I. Park and K. R. Cho

**Key Words :** Torque Converter(토크 컨버터), Numerical Calculation(수치계산), Interrow Mixing Model(익렬간 혼합모형), Performance(성능)

### Abstract

In this study, a steady three-dimensional incompressible turbulent flow within a torque converter was numerically analyzed with the introduction of interrow mixing model. Mixing planes were introduced to exchange the flow informations between two adjacent elements of the torque converter. The mixing planes were installed among three elements of the torque converter. Therefore, in the present method, it could be possible to calculate the flow-field within the torque converter without any assumption of circulating flow rates or any extension of boundaries toward the upstream and the downstream for each element. The numerically calculated performances of the torque converter were in good agreement with experimental results, and the complex flow patterns were observed according to design and off-design condition. As a conclusion, it was found that the present numerical method was very effective in the steady flow analysis of torque converters.

기호 설명			
$A$	: 이산화방정식의 계수	$b$	: 정압
$b$	: 이산화방정식의 생성항	$Q$	: 유량
$C_1, C_2$	: k- $\epsilon$ 모델의 상수	$R_m$	: 연속방정식의 잔유량
$C_p$	: 정압계수	$r, \theta, z$	: 극좌표계의 3축
$D_j^i$	: 형상계수	$S$	: 제어면적
$e$	: 속도비	$\hat{S}$	: 제어면적의 방향벡터
$G$	: 난류운동에너지의 생성률	$S_\phi$	: 생성항
$J$	: 제어체적	$T$	: 토크
$k$	: 난류운동에너지	$u, v, w$	: 직교좌표계에서의 속도성분
$M_{ele}$	: 토크 컨버터 각 요소의 깃수	$x, y, z$	: 직교좌표계의 축
$N_{ele}$	: 토크 컨버터 각 요소의 회전속도	$\Gamma$	: 확산계수
		$\sigma_k, \sigma_\epsilon$	: k- $\epsilon$ 모델의 상수
		$\epsilon$	: 난류운동에너지 소멸률
		$\mu$	: 점성계수

\*회원, 연세대 대학원 기계공학과

\*\*회원, 연세대학교 기계공학과

- $\mu_c$  : 와점성계수
- $\rho$  : 밀도
- $\phi$  : 유동변수
- $\Omega$  : 각속도

하첨자

- $E, W, N, S, T, B$  : 격자점 P의 east, west, north, south, top, bottom에 해당하는 이웃격자
- $P$  : 격자점 P
- $i, k$  : 유동방향과 스펠방향 인덱스
- $imix$  : 혼합면의 유동방향 격자 인덱스
- $p, s$  : 압력면과 부압면

1. 서 론

자동차용 토크 컨버터는 일반적으로 엔진의 크랭크축에 연결된 펌프와 변속기에 연결된 터빈 그리고 고정하우징에 일방향 클러치와 함께 고정된 스테이터의 세가지 요소로 구성되어 있다. 이들의 각 요소는 삼차원 형상을 갖으며, 내부유동은 각 요소를 순차적으로 통과하는 순환류로 되어있다. 펌프의 회전은 펌프수두를 발생시키고 터빈은 이 수두를 받아 회전하여 토크를 전달한다. 터빈회전이 상승하면 터빈의 내부유동방향과 반대방향으로 작용하는 원심력이 증대하여 내부순환유동이 억제된다. 따라서 순환유동은 펌프 및 터빈의 회전속도와 통로내부의 유동저항에 의해 결정되며, 그 유량은 토크 컨버터의 특성과 직접 관계되는 중요한 인자된다. 토크 컨버터는 설계점 및 비설계점을 포함하는 넓은 속도비에서 작동된다. 각 요소에 대한 유동조건은 토크 컨버터의 작동조건에 따라 크게 변하며, 또 유동통로가 삼차원적인 밀폐형태로 되어 있으므로 유동도 당연히 삼차원적이며, 이 유동에는 3차원 통과유동외에 강한 이차유동과 큰 유동박리 그리고 세 요소 사이의 비정상적인 간섭현상이 수반된다.

토크 컨버터의 특성은 일차원 해석에 의해 평가될 수 있다. 이 해석방법에 의해 여러 파라미터들의 영향이 계산되고 설계에 활용되고 있다. 그러나 By와 Mahoney<sup>(1)</sup>는 토크 컨버터의 유동이 매우 강한 삼차원 유동이므로 토크 컨버터에 일차원 해석법을 적용하는 것은 부적당하다고 하였다.

1980년도에 들어서 토크 컨버터의 유동장 해석을

위해 전산유체역학적인 접근이 시도되기 시작하였다. Ishihara 등<sup>(2)</sup>은 토크 컨버터의 내부유동장을 절대좌표계에서 비점성, 비회전이라는 가정하에서 유한요소법으로 수치계산하였다. 비점성이라는 가정 때문에 효율은 직접적으로 고찰될 수는 없었지만 수치계산에 의한 속도분포와 실험에 의한 효율과의 관계를 다양한 토크 컨버터에 대해 해석함으로써 설계과정을 합리화할 수 있음을 제시하였다.

Fujitani 등<sup>(3)</sup>은 펌프, 터빈, 스테이터의 세 요소를 실험계수나 측정값 등을 사용하지 않고 Navier-Stokes 방정식을 수치계산방법에 의해 해를 구하여 그 결과를 익면에서의 유동가시화의 결과와 비교하였고 또 수치계산결과로부터 계산된 토크 컨버터의 성능이 실험결과와 정성적으로 일치함을 제시하였다. 이 연구의 경계조건은 각 요소의 하류경계영역을 연장하여 연장된 출구경계 위치에 Neumann조건을 적용하는 방법을 택하고, 이와같이 하여 계산된 각 요소 후연위치에서의 결과들을 다음 요소의 입구조건으로 이용하여 반복계산하였다. 계산의 수렴조건은 세가지 요소에서의 압력손실이 일정치가 되는 것으로 하였다. 이 경우는 Neumann조건을 적용하기 위해 출구영역을 가상적으로 연장하였으므로 실제 경계조건과 상이하여 순환유량의 평가에 오차가 일어날 수 있으리라 예상된다.

Abe 등<sup>(4)</sup>은 정상간섭기법(steady interaction technique)을 이용하여 각 요소를 동시에 계산하였다. 그러나, 각 요소의 익렬 후연위치에 출구경계면을 두고 속도에 대한 Neumann조건을 적용하였으므로 역류발생의 경우 해의 정확성 및 계산의 안정성에 문제가 발생되리라고 생각된다.

Tasaka 등<sup>(5)</sup>은 1차원 해석의 계산결과로부터 각 토크비에 대한 순환유량을 산출하고 이를 입구경계조건으로 하여 3차원 난류유동해석을 실시하였다. 계산결과는 가시화실험결과와 좋은 일치치를 보였으나 토크비와 토크용량의 정량적인 평가에는 차이가 있었다. 이와 같은 차이는 1차원 이론에 의한 순환유량의 부정확한 평가에 기인하는 것이라고 할 수 있다.

Cigarini 등<sup>(6)</sup>은 토크 컨버터 유로내에의 작동유체의 유출입, 토러스 중앙영역에서의 작동유체의 누설, 터빈 케이싱과 토크 컨버터 케이싱 사이의 틈새 내의 작동유체의 유동까지 전체 계산격자에 포함시켜 STAR-CD라는 상용코드에 의해 계산된

토크 컨버터의 성능 및 유동장을 실험결과와 비교한 결과 정성적으로 그리고 정량적으로도 매우 좋은 일치를 보였다. 그러나 수치계산에서는 토크 컨버터 유로 내의 유입유량이 주어져야 했다.

이상의 연구방법들로부터 알 수 있듯이 지금까지의 토크 컨버터의 수치계산방법은 기본적으로는 일반 터보기계의 계산방법과 다를 바가 없었다. 즉, 적절한 경계조건을 이용하여 펌프, 터빈, 스테이터의 각 익렬에 대한 수치계산을 순차적으로 반복하는 것이었다. 이러한 계산방법에 대해서는 두 가지 문제점을 지적할 수 있다. 그 중의 하나는 경계면의 위치선정과 경계조건을 적용하는 문제이며, 또 하나는 순환유량을 평가하는 방법이라고 할 수 있다. 토크 컨버터의 유로는 토러스형상이므로 Fujitani 등<sup>(3)</sup>과 Abe 등<sup>(4)</sup>의 해석법에서 처럼 경계면 위치를 익렬의 상류와 하류로 임의로 연장하여 경계조건을 적용하기가 곤란하다. 또, 일반 터보기계의 경우 수치계산의 입구 경계조건으로 사용되는 유량은 그 터보기계의 회전수와 부하특성에 따라 임의로 택할 수 있으나 토크 컨버터와 같은 폐회로에서의 순환유량에 대해서는 펌프와 터빈에 대한 각각의 회전속도와 그 속도비에 따른 정확한 평가가 있어야 한다. 지금까지 토크 컨버터의 수치계산 방법에서 사용된 순환유량은 실험치나 1차원 이론에 의해 주어져 왔다. 그러나 기하학적 복잡성으로 인하여 실험으로 유량을 구하기는 어려우며 1차원 이론에 의한 순환유량은 이론 자체에 여러 가지 단순화와 손실계수의 가정치가 포함되어 있으므로 그 결과는 정확하지 못하다. 따라서 1차원의 결과를 이용한 Tasaka 등<sup>(5)</sup>의 수치계산 결과들은 만족스럽지 못하였다.

본 연구에서는 이 상에서 지적된 각 요소별 유동장의 출구에서의 경계위치와 경계조건 적용상의 문제를 해소하고 또한 순환유량을 별도의 방법에 의해 구하는 것이 아니라 계산과정에서 구해질 수 있도록 인접 요소 사이에 혼합면<sup>(7,8)</sup>을 설치하는 방법을 도입하였다. 이 혼합면은 두 인접 요소 사이에서 정보를 교환하는 역할을 한다. 이러한 익렬간의 정보 교환은 전체 유로내의 상하류로 전파되어진다. 이 방법은 토크 컨버터의 세 가지 요소 모두에 적용된다. 그러므로 토크 컨버터의 전체유로를 동시에 계산할 수 있고 해석시에 필요한 유일한 입력값은 펌프와 터빈의 회전수 뿐이다. 본 연구의 수치해석은 토크 컨버터의 유동장을 정상, 비압축성,

난류유동이라는 가정아래 시간평균된 Navier-Stokes 방정식을 유한체적법을 이용하여 이산화하고 표준 k-ε 난류모델에 의해 수치계산하였다. 수치계산은 스톨속도비와 설계속도비를 포함한 8개의 속도비에 대하여 수행되었으며 수치계산결과에 의한 토크 컨버터의 성능이 실험치와 비교되고 있다.

## 2. 수치해석기법

### 2.1 지배방정식

본 연구에서는 Peric<sup>(9)</sup>이 제시한 이산화방법과 해석기법이 사용되었다. 복잡한 기하학적 형상을 갖는 토크 컨버터의 유동장 해석을 효과적으로 수행하기 위하여 경계면밀착 좌표계가 도입되었다. 이 좌표계상에서의 연속방정식, 운동량방정식, 표준 k-ε모델의 난류운동에너지방정식, 난류운동에너지소멸률 방정식들은 변환함수  $\xi_i = \xi_i(x_j)$ 를 도입함으로써 다음과 같이 제시된다.

$$\frac{\partial}{\partial \xi_i} (\rho U \phi) = \left[ \frac{\Gamma_\phi}{J} \left( D^i_j \frac{\partial \phi}{\partial \xi_j} \right) \right] + JS_\phi \quad (1)$$

각 유동변수  $\phi$ 에 따른 확산계수  $\Gamma_\phi$ 와 소스항  $S_\phi$ 은 Table 1에 제시된 바와 같다.

**Table 1** Flow variables, diffusion coefficients and source terms for governing equation.

$\phi$	$\Gamma_\phi$	$S_\phi$
1	0	0
u	$\mu + \mu_t$	$-p_x$
v	$\mu + \mu_t$	$-p_y + \rho \Omega (\Omega y + 2w)$
w	$\mu + \mu_t$	$-p_z + \rho \Omega (\Omega z - 2v)$
k	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$G - \rho \epsilon$
ε	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}$	$\frac{\epsilon}{k} (C_1 G - \rho C_2 \epsilon)$

Note) 표 중에서 G의 식과 C 및  $\sigma$ 의 값은 다음과 같다.

$$G = \mu_t \left[ 2 \left\{ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right\} + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right]$$

$$C_1 = 1.44, \quad C_2 = 1.92, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.3$$

2.2 차분법과 해석 알고리즘

지배방정식은 검사체적에 기초한 유한체적법(FVM)을 사용하여 이산화하였다. 격자계에는 비엇갈림 격자계를 사용하고 모든 종속변수들은 동일한 검사체적의 중심에서 평가되었다. 검사체적 중심에서의 직교좌표축 별로의 운동량방정식은 좌표변환 함수와 운동량 보간방법에 의해 검사체적면상에서의 반변속도 성분의 운동량방정식으로 변환된다. 대류-확산항은 2차 정확도를 갖는 SOUCUP(second order upwind, central differencing and first order upwind Scheme)<sup>(10)</sup>에 의해 처리되었다. 연속방정식과 운동량방정식은 Patankar<sup>(11)</sup>가 제시한 SIMPLE 알고리즘에 의해 효과적으로 처리되었다.

모든 유한차분방정식은 다음의 식 (2)와 같은 행렬식형태로 표시된다.

$$[A][\phi]=[D] \quad (2)$$

여기서,  $[A]$ 는 이산화방정식의 계수행렬이며,  $[D]$ 는 2차미분항, 코리올리스항, 원심력항 등을 포함하는 소스벡터이다.

이들 식의 각 계수에는 미지수가 포함되어 있으므로 비선형방정식이며 반복계산에 의해 해를 구해야 한다. 이산화된 지배방정식의 해는 TDMA(Tri Diagonal-Matrix Algorithm)에 의해 구하고, 주기경계면에서의 해는 cyclic TDMA에 의해 구하였다. 수렴판정은 다음의 식 (3)에 정의된 토크 컨버터 유동장 내의 질량유량의 변화량인  $error_m$ 의 합이  $10^{-4}$ 보다 작을 때 수렴된 것으로 하였다.

$$error_m = \left( \frac{R_m^2}{Q} \right) - \left( \frac{R_m^2}{Q} \right)_{old} \quad (3)$$

여기서,  $Q$ 는 질량유량이고  $R_m$ 은 연속방정식의 잔류량이다.

2.3 경계조건

토크 컨버터의 익면과 코어면 그리고 셸면에서는 본 연구의 난류모델이 표준  $k-\epsilon$  모델이므로 벽함수(wall function)가 사용되었다.

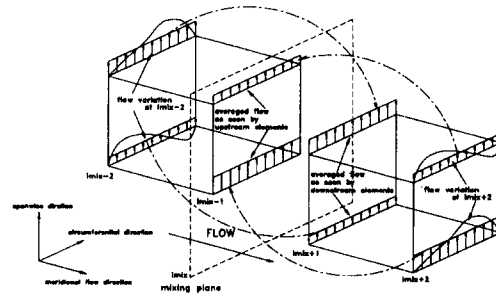
스테이터 출구와 펌프 입구 및 터빈 출구와 스테이터 입구 사이의 유로에는 주기조건(periodic condition)이 적용되었다. 주기경계면에서의 계산 방법은 수치해석의 안정성과 수렴속도에 큰 영향을

미친다. 따라서 본 연구에서는 주기 경계면에는 cyclic TDMA를 사용하여 주기조건을 암시적으로 처리하였다. 한편 펌프출구와 터빈입구사이는 일반적으로 간격이 대단히 작으므로 두 면이 접촉하고 있는 것으로 하였다.

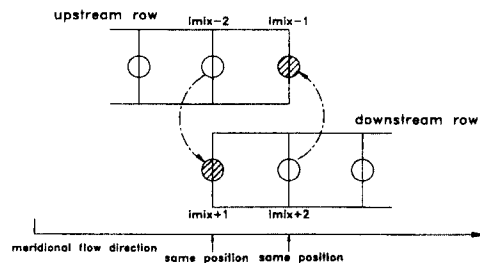
2.4 익렬간 혼합모델

Dawes<sup>(7)</sup>과 Denton<sup>(8)</sup>은 다단(multi-stage) 터보기계의 정상 유동해석에서 익렬 사이에 혼합면(mixing plane)개념을 도입하여 익렬 간의 유동간섭을 계산하였다. 이 혼합면에서는 상류와 하류에서의 정보가 서로 교환될 수 있는 계산방법이 고려되고 있으며, 이와 같은 계산방법은 익렬간 혼합모델(interrow mixing model)이라고 부르고 있다. 이 모델의 기본적 가정은 인접한 두 익렬의 유동장이 상대적으로 각각 정상상태라는 것이다. 익렬간 혼합모델의 취급방법은 Fig. 1에 도시되어 있다.

본 연구의 수치계산에서 익렬간 혼합모델을 도입하기 위해서 Fig. 1(a)와 같이 인접한 두 익렬 사이에 유동방향에 수직으로 설치된 세 개의 격자면, ( $imix-1$ ), ( $imix$ ), ( $imix+1$ ) 면들을 고려하였다. 이 중에서 ( $imix$ )로 표시된 혼합면은 물리적으로는 존재하지 않는 상징적인 가상면이며, 수치



(a) Averaging process for interrow mixing model



(b) Overlapped calculation points

Fig. 1 Concept of interrow mixing model.

계산에서 어떠한 역할도 하지 않는다. 나머지 ( $imix-1$ ) 과 ( $imix+1$ ) 면은 Fig. 1(b)에 도시된 것처럼 각각 ( $imix+2$ )와 ( $imix-2$ ) 면에 일치하는 위치에 있다. 그러나, ( $imix-2$ )와 ( $imix-1$ ) 면 그리고 ( $imix+1$ )와 ( $imix+2$ ) 면 사이의 격자상의 거리를 실제 유동장 내의 ( $imix+2$ )와 ( $imix-2$ ) 면 사이의 거리와 같게 두면, 수치해석에서는 Fig. 1(a)와 같이 ( $imix-1$ )과 ( $imix+1$ ) 면 사이를 분리하여 계산할 수 있다. ( $imix-1$ )과 ( $imix+1$ ) 면은 계산시에 내부경계면이 되어 각각 ( $imix-2$ )와 ( $imix+2$ ) 면의 유동값을 구하며, 이 값들을 다음 반복 계산에서 각각 ( $imix-1$ )과 ( $imix+1$ ) 면의 값으로 대입한다. 즉, ( $imix-1$ )과 ( $imix+1$ ) 면들은 유동장 내의 내부경계면으로서 일종의 더미면(dummy plane)이 되며, 격자점들에 저장되는 유동정보는 식 (2)의 유한차분방정식에 대한 행렬식을 구성할 때 경계조건의 역할을 한다. 따라서, 이 면들의 격자점에 해당하는 계수  $A$ 와 소스항  $b$ 는 따로 구할 필요없이 다음의 식 (4)과 같이 처리할 수 있다.

$$\begin{aligned} A_{P,E,W,N,S,T,B} imix-1, imix+1 &= 0 \text{ and} \\ b imix-1, imix+1 &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

정상상태의 유동장이라는 가정을 충족시키고 두 익렬간의 상대적인 운동을 묘사하기 위해 ( $imix-1$ )과 ( $imix+1$ ) 면의 유동값들을 회전방향으로 평균한다. ( $imix-2$ ) 면의 유동값  $\phi_{imix-2}$ 는 다음의 식 (5)와 같이 회전방향으로 1피치 사이에서 면적 평균되고, 이 값이 ( $imix+1$ ) 면의 값으로서 대입된다. 이렇게 함으로써 상류쪽의 정보가 하류쪽으로 전달된다. 다음에 하류쪽의 ( $imix+2$ ) 면에 대해서도 똑같이 다음의 식 (6)과 같이 평균하여 ( $imix-1$ ) 면에 대입하여 하류쪽의 정보가 상류쪽으로 전달될 수 있게 한다. 식 (5)와 (6)의 평균과정은 ( $imix-2$ )과 ( $imix+2$ ) 면의 각 스팬위치에서 수행되므로, 회전방향 평균치들의 스팬방향으로의 구배는 보존되어 양 익렬로 전파된다. 이러한 방법으로 원주방향으로 평균된 값들은 반복계산할 때마다 수정되어 상하류의 유동정보는 혼합면을 가로질러 서로 교환됨으로써 혼합면 전방과 후방의 유동장이 서로 결합된다. 또한, ( $imix-1$ )과 ( $imix+1$ ) 면에는 회전방향으로는 평균된 유동값들이 동일하게 저장되므로, 각각의 익렬에 대한 격자를 구성할 때 회전방향으로의 상대적인 위치는

중요하지 않게 된다.

후방익렬의 입구경계면에서의 유동값 :

$$\phi_{imix+1} = \frac{\sum \phi_{imix-2} \cdot S_{imix-2}}{\sum S_{imix-2}} \quad (5)$$

전방익렬의 출구경계면에서의 유동값 :

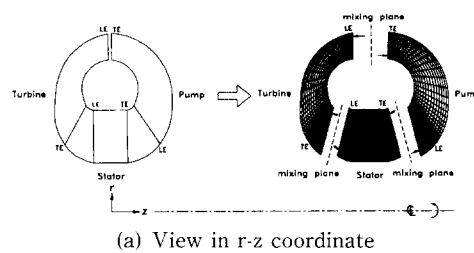
$$\phi_{imix-1} = \frac{\sum \phi_{imix+2} \cdot S_{imix+2}}{\sum S_{imix+2}} \quad (6)$$

여기서,  $S$ 는 제어면적이며,  $\phi$ 는 유동변수로서 축방향 상대속도, 반경방향 상대속도, 주방향 절대속도, 축방향 상대속도, 정압, 난류운동에너지, 난류운동에너지 소멸률 등을 나타낸다.

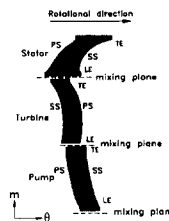
익렬간 혼합모델을 토크 컨버터에 적용하기 위하여 세계의 혼합면들이 Fig. 2에 표시된 바와 같이 토크 컨버터의 세가지 요소 사이(펌프/터빈, 터빈/스테이터, 스테이터/펌프)에 설치되었다. 펌프와 터빈사이는 간격이 대단히 좁기 때문에 펌프후연과 터빈전연이 접한다고 보고 이 접촉면에 혼합면이 설치되었으며, 터빈과 스테이터, 스테이터와 펌프사이에는 상당한 공간이 있으므로 각각 익이 없는 영역의 중간위치에 설치되었다.

토크 컨버터의 유동계산에 익렬간 혼합모델을 도입함으로써 얻어지는 장단점은 다음과 같다.

장점으로는 Fujitani 등<sup>(3)</sup>과 Abe 등<sup>(4)</sup>의 해석법에서처럼 토크 컨버터의 토러스(torus) 내부에 경계면 위치를 익렬의 상류와 하류로 임의로 연장하여 경계조건을 적용할 필요가 없으며, 반복계산과정 중에 토러스 내의 순환유량을 포함한 내부유동



(a) View in  $r-z$  coordinate



(b) View in  $m-\theta$  coordinate

Fig. 2 Grid configuration for interrow mixing model.

장의 모든 유동변수  $\phi$ 가 산출된다. 따라서, 토크 컨버터의 세요소 사이에 혼합면이 설치되는 본 연구의 해석법에서는 기존의 해석법과 달리 유일한 입력조건은 각 요소의 회전속도뿐이다.

익렬간 혼합모델의 단점으로는 회전방향 평균의 결과로써 ( $imix-1$ ) 과 ( $imix+1$ ) 면의 회전방향의 유동값들이 모두 같은 값을 가지게 되며, 이 면상에서 회전방향으로의 유동변화가 나타나지 않는다. 혼합면의 앞 익렬의 날개 후방에서 발생된 후류(wake)나 제트(zet) 등이 혼합면의 뒷 익렬에 미치는 영향은 사라지게 되므로, 본 혼합모델로는 후류와 제트의 영향을 예측할 수 없는 단점이 있다.

2.5 격자계

본 연구에서 대상으로한 토크 컨버터는 국내 자동차회사인 A사의 제품으로서 외경은 230 mm이며 펌프, 터빈 및 스테이터의 깃수는 각각 29, 31, 16 개이다. 격자수는 계산결과에 대한 격자의존성이 없도록 결정하였다. 토크 컨버터의 토러스면의 자오선방향을 따른 격자수는 총 157개(펌프: 48, 터빈: 48, 스테이터: 61)로 하였다. 스펜방향으로의 격자크기가 벽함수의 적용을 위해  $y^+$ 가 30~50 사이가 되도록 하고 익렬간 혼합모델을 쉽게 사용할 수 있도록 토크 컨버터의 세개 요소 모두에 대해 그 격자수는 16개로 하였으며, 회전방향 격자수 역시 벽함수의 적용을 위해 세개 요소 모두 16개로 하였다. 따라서 총 격자수는 40, 192개가 된다. 계산영역은 각 요소의 1피치이며, 격자형태는 H형을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 수렴성

수치계산은 모든 작동조건에서 약 1200번의 반복

계산에서 수렴되었고 1개의 속도비에 대한 소요계산시간은 586PC(166 MHz)로 약 7시간정도이며, 이 소요시간은 과거의 연구결과에 비해 상당히 빠르다고 할 수 있다. Table 2는 본 계산법과 과거의 연구에서 소요된 수렴시간을 비교한 것이며, Fig. 3에는 속도비  $e=0.0, 0.4, 0.7$ 에 대한 수렴 경과를 도시하였다.

3.2 토크 컨버터의 성능

토크 컨버터의 성능은 펌프와 터빈의 회전수와 이들에 작용하는 토크로부터 토크비(torque ratio), 효율(efficiency), 토크용량(torque capacity)을 다음의 식 (7)~(9)에 의해 정의한다.

$$\text{Torque ratio } \tau = \frac{T_{\text{turbine}}}{T_{\text{pump}}} \quad (7)$$

$$\text{Efficiency } \eta = \frac{N_{\text{turbine}} T_{\text{turbine}}}{N_{\text{pump}} T_{\text{pump}}} = e \cdot \tau \quad (8)$$

$$\text{Torque capacity } CF(C\text{-factor}) = \frac{T_{\text{pump}}(kgf \cdot m)}{N_{\text{pump}}^2(rpm^2)} \times 10^6 \quad (9)$$

수치계산결과와 비교되어질 실험치는 해석대상 토크 컨버터의 제작사인 A사의 성능실험장치를 이용하여 측정하였다. 성능실험장치는 다음과 같이

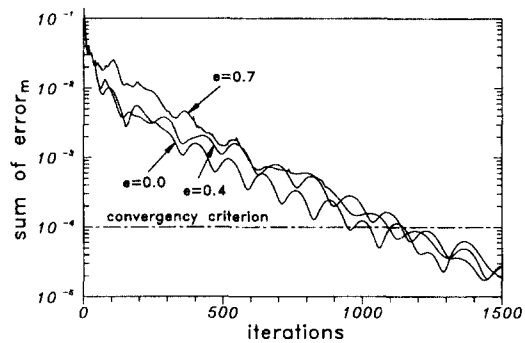


Fig. 3 Convergency history.

Table 2 Comparison of the calculation time per one speed ratio.

Reference	Total grid number	Computer	CPU time
Cigarini(1995)	120,000	IBM RS6000 560 W/s	120 hours
Tasaka(1995)	89,000	EWS	30 hours
Abe(1991)	127,851	HITAC-S820/80	10 hours
Fujitani(1988)	55,258	CRAY XMP Supper Computer	5 hours
<b>Present method</b>	<b>40,192</b>	<b>586PC (166MHz)</b>	<b>7 hours</b>

구성된다: (1) 펌프를 구동하기 위한 입력축 다이나모미터(dynamometer), (2) 토크 컨버터의 출력을 흡수하기 위한 출력축 다이나모미터, (3) 토크 컨버터의 토러스 내에 오일이 충전되도록 하고 토크 컨버터를 냉각(cooling)하고 가압(pressurizing)하기 위한 수력계(hydraulic system), (4) 회전수와 토크를 조정하는 제어계(control system) 등이다.

토크 컨버터의 성능은 입력토크(즉, 펌프의 입력토크)를  $10 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ 으로 고정한 상태에서 측정된 펌프와 터빈의 회전수 및 터빈의 출력토크를 위의 식 (7)~(9)을 이용하여 산출한 것이다. 이때의 측정된 펌프와 터빈의 각각의 회전수는 Table 3과 같으며, 수치계산시 입력값으로 사용된다.

1991년에 By와 Lakshminayanara<sup>(12)</sup>는 상기의 성능실험장치와 유사한 장치를 이용하여 토크 컨버터의 성능실험과 함께 스테이터의 양쪽 익면(압력면과 부압면)의 정압을 측정하는 바 있다. 이들은 로드셀(load cell)을 이용하여 측정된 토크와 스테이터의 양쪽 익면의 코어와 중간스팬 및 셸 근처의 3개의 반경위치에서 전연부터 후연까지 9개의 측정점으로부터 압력을 측정하고 이를 적분하여 산출한 토크를 비교하여 서로 일치함을 보인 바 있다. 이는 토크 컨버터의 각 요소에 작용하는 토크는 익부하(blade torque)를 계산함으로써 산출할 수 있고 요소의 벽면(코어면과 셸면)에 작용하는 점성에 의한 마찰력이 토크에 미치는 영향은 익부하에 비하여 무시할 수 있음을 알 수 있다. 따라서, 본 연구

**Table 3** Rotational speeds of pump and turbine measured in experiment(input torque= $10 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ ).

Speed ratio ( $e$ )	Pump speed (rpm)	Turbine speed (rpm)
0.0(stall point)	1804	0
0.1	1815	185
0.2	1807	367
0.3	1809	544
0.4	1817	704
0.5	1878	939
0.6	1983	1163
0.7(design point)	2014	1412

에서 토크 컨버터의 각 요소에 작용하는 토크  $T_{ele}$ 는 수치계산결과로부터 익면에 작용하는 압력만을 다음의 식 (10)과 같이 적분하여 산출하였으며, 이를 위의 식 (7)~(9)에 대입하여 토크 컨버터의 성능을 예측하였다.

$$T_{ele} = M_{ele} \left( \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k p_{pik} r_{ik} d \hat{S}_{ik} \hat{\theta}_{ik} + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k p_{sik} r_{ik} d \hat{S}_{ik} \hat{\theta}_{ik} \right) \quad (10)$$

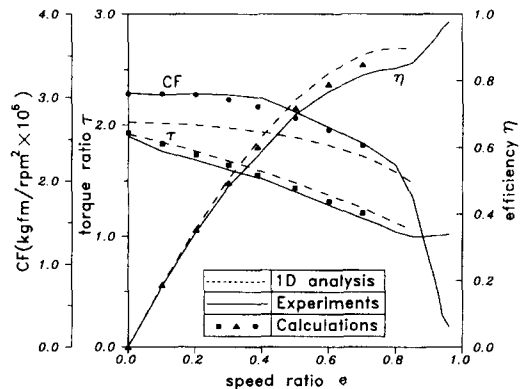
그 밖의 가정으로서 토크 컨버터 성능실험의 베어링 등의 기계손실은 무시되었으며, 토크 컨버터 내부 틈새에서의 누설 및 충전에 따른 손실은 일반적으로 크지 않으므로 무시하였다.

토크 컨버터의 성능에 대한 수치해석 결과는 Fig. 4와 같고 실험결과 및 1차원 해석결과와 비교되고 있다. 1차원 해석법은 각 요소의 입출구에서 속도삼각형을 이용하고 마찰손실과 충격손실 등의 수력학적 손실에 관한 모델을 가정하여 토크 컨버터의 성능을 계산하는 것이다. 본 연구의 1차원 해석결과는 Ishihara<sup>(13)</sup>가 제시한 1차원 이론을 적용하여 구한 것이며, 이때 필요한 마찰손실계수  $\lambda$ 는 레이놀즈수  $Re$ 와의 관계식인 다음의 식 (11)에 의해 속도비별로 산출하였다.

$$\lambda = 7Re^{-0.25} \quad (Re = cd/\nu) \quad (11)$$

위의 식 (11)에서 레이놀즈수  $Re$ 는 자오선속도  $c$ , 펌프출구직경  $d$ , 작동유체의 동점성계수  $\nu$ 에 의하여 구한다.

Fig. 4에 도시된 바와 같이 본 연구의 수치계산결과가 실험결과와 잘 일치하고 있으며, 과거의 수치해석결과에서도 본 연구결과와 같은 실험치와의 좋은 일치를 보이지 못하였다. 1차원 해석결과도



**Fig. 4** Performance of torque converter.

토코비 및 효율에 있어서 계산결과 및 실험치와 비교적 잘 일치하고 있다. 그러나, 1차원 해석법에 의한 토코용량 C-factor의 예측결과는 실험치와 상당한 차이를 보이고 있으며 이는 1차원 해석법이 토코용량을 예측함에 있어서 한계가 있음을 나타낸다. Bahr 등<sup>(4)</sup>은 스테이터에 작용하는 토크와 그 내부에서 레이저 유속계를 이용하여 측정된 순환유량을 1차원 해석법에 의한 결과와 비교하여 상당히 큰 차이가 있음을 밝힌 바 있다. 즉, 1차원 해석법이 토코용량을 정확하게 예측하지 못하는 이유는 그 이론 자체에 여러 가지 단순화와 손실계수의 가정치가 포함되어 있으므로 순환유량 평가에 오차가 큰 것에 기인한다고 할 수 있다. 따라서, 1차원 해석법에서 구한 순환유량을 입구조건으로 사용하여 수치계산한 Tasaka 등<sup>(5)</sup>의 수치계산 결과들은 만족스럽지 못하였다.

본 연구의 익렬간 혼합모델을 이용한 토코 컨버터의 내부유동장의 수치계산은 과거의 계산법과는 달리 순환유량을 하나의 해로서 구할 수 있게 하며, 이를 합리적으로 평가함에 따라 토코 컨버터의 토코용량이 상당히 정확하게 예측된다고 할 수 있다.

3.3 자오선 방향을 따른 정압계수분포

토코 컨버터의 내부순환유동은 서론에서 언급된 바와 같이 펌프와 터빈의 회전속도 차이로 나타나

는 원심력의 수두차이로 발생한다. 토코 컨버터의 한 피치에 대한 평균 압력계수는 유동방향으로 Fig. 5와 같이 나타난다. 정압계수  $C_p$ 의 정의는 다음의 식 (12)과 같다.

$$C_p = \frac{p - p_{ref}}{\rho r_2^2 \omega^2 / 2} \tag{12}$$

여기서,  $p_{ref}$ 는 기준정압이며 펌프입구에 해당하는 격자점에서의 정압으로 택하였다.  $r_2$ 는 펌프출구에서의 설계반경(=0.108 m),  $\rho$ 는 80°C에서의 작동 유체의 밀도(=834 kg/m<sup>3</sup>),  $\omega$ 는 펌프의 회전각속도이다.

펌프 임펠러 내의 압력상승은 모든 속도비에서 거의 선형적으로 상승하고 있다. 반면에 터빈 내부에서의 압력분포는 속도비에 따라 매우 다양하게 변하고 있다. 설계점인  $e=0.7$ 의 경우에 각 요소내부의  $C_p$ 는 부드럽게 변하고 각 요소사이에서도 매끈하게 연결되어 있다. 그러나 설계점 이외에서는 펌프출구와 터빈입구의  $C_p$ 값 사이에 큰 차이를 보이고 있다. 이것은 터빈입구에서 유동의 유입각과 날개의 설치각의 불일치로 인한 충돌현상에 의한 것이며, 속도비가 작아질 수록 충돌현상은 커지고 있다. 스테이터 내의 압력은 모든 속도비에서 유동의 진행방향으로 비교적 완만하게 하강하고 있으며 그 압력강하량은 속도비가 작을 수록 크게 나타나고 있다.

3.4 자오면상의 상대속도분포와 유선

Fig. 6는 설계 속도비인  $e=0.7$ 일 때의 상대속도 벡터와 유선을 도시한 것이다. 펌프임펠러의 압력면 근처(Fig. 6(a))에서는 셸에서 코어쪽을 향하여 유동하고 있으며 압력면 입구의 코어부근에는 작은 역류영역이 나타나고 있다. 반면에 펌프의 부압면 근처(Fig. 6(b))에서는 코어에서 셸쪽으로 편향되면서 유동하고 있다. 설계속도비에서의 터빈내부(Fig. 6(a), (b))의 유동은 전체적으로 부드럽게 통과하고 있으며 역류영역은 보이지 않는다. 스테이터에서의 유동도 반경방향으로 Fig. 7과 Fig. 8의 속도비가 설계치보다 작은 경우에 비하여 별다른 치우침없이 유동하고 있다. Fig. 7, 8은 속도비가 설계치보다 작은 경우의 유동을 나타낸다. 속도비가 감소할수록 터빈 압력면근처(Fig. 7, 8의(b))에서는 터빈 출구를 향하여 코어에서 셸쪽으로 유동이 편향된다. 반면에 터빈 부압면근처(Fig. 7, 8의

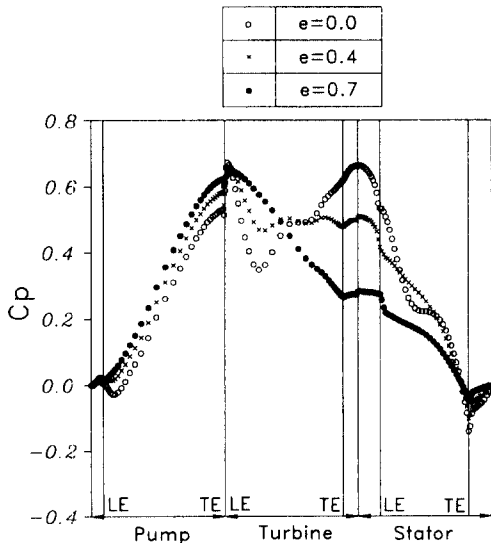


Fig. 5 Static pressure coefficient along meridional direction.



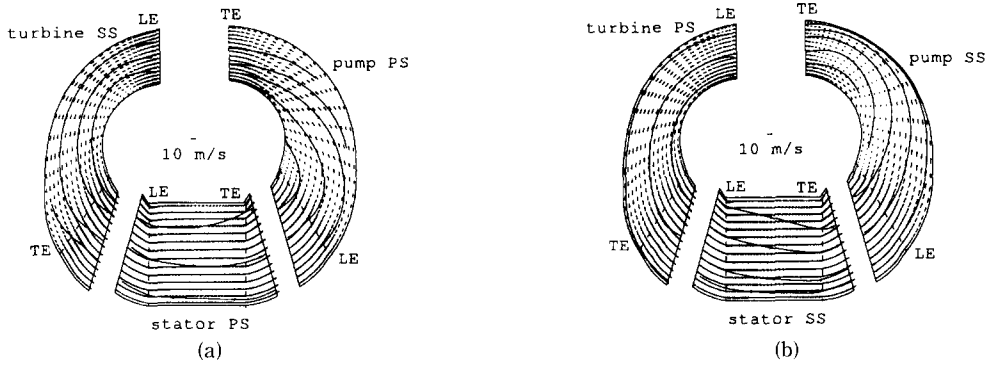


Fig. 6 Relative velocity vectors and streamlines for  $e=0.7$ .

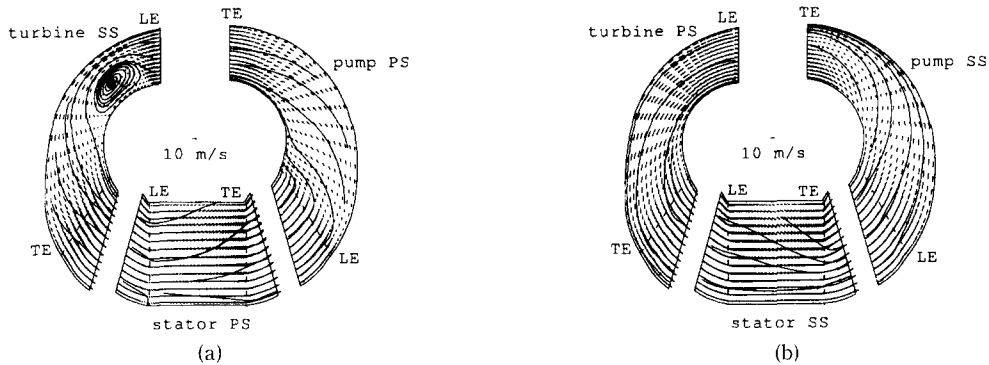


Fig. 7 Relative velocity vectors and streamlines for  $e=0.4$ .

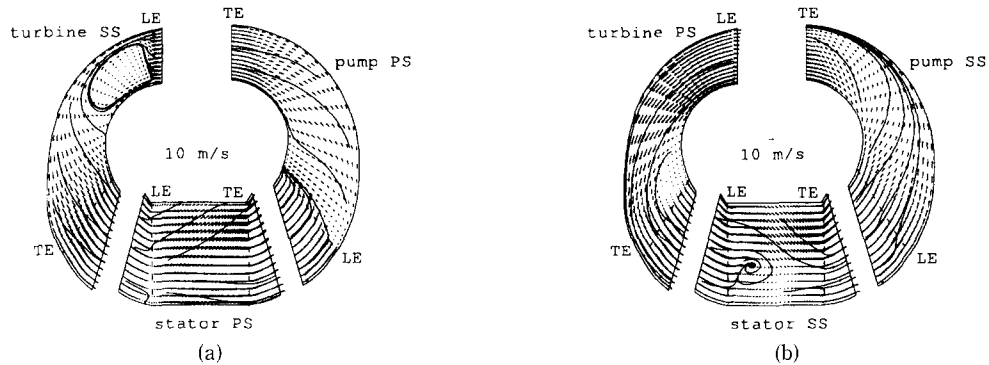


Fig. 8 Relative velocity vectors and streamlines for  $e=0.0$ .

(a)의 입구 코어쪽에는 역류영역이 나타나며 속도비가 감소할수록 그 영역은 확대되고 있다. 스테이터에서의 유동은 설계점보다 속도비가 작아질수록, 유동은 스테이터 출구를 향하여 압력면근처 (Fig. 7, 8의(a))에서는 코어쪽으로, 부압면근처 (Fig. 7, 8(b))에서는 쉘쪽으로 편향하는 반경방향 속도성분이 크게 나타나고 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 익렬간 혼합면 모델(interrow mixing model)을 이용하여 토크 컨버터의 내부유동장을 수치해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 토크 컨버터의 세 가지 인접요소 경계면사이

에 혼합면을 설치함으로써 각 요소의 입구와 출구 경계에서의 경계조건 없이 전체 유동장을 동시에 수치계산할 수 있었으며, 이 방법은 각 요소를 반복계산하는 지금까지의 방법에 비해 상당히 빠르게 수렴되었다.

(2) 익렬간 혼합모델의 도입으로 효율, 토크비, 토크용량 등의 토크 컨버터의 성능특성을 직접 수치계산할 수 있었으며, 실험결과와 매우 좋은 일치 결과를 보였다.

(3) 속도비가 설계치보다 작아질수록 각 요소의 입구에서의 충돌현상이 현저해지고, 터빈의 부압면 근처의 코어입구쪽에서 역류영역이 나타나고 속도비감소에 따라 확대하였으며, 펌프, 터빈, 스테이터의 압력면과 부압면 근처의 자오면내 유동은 속도비가 감소할수록 각각의 출구쪽을 향하여 코어쪽 또는 셸면쪽으로 크게 치우친다.

### 참고문헌

- (1) By, R. R., and Mahoney, J. E., 1988, "Technology Needs for the Automotive Torque Converter -Part 1 : Internal Flow, Blade Design, and Performance," *SAE Technical Paper* #880482.
- (2) Ishihara, T. and Shoji, H., 1981, "Numerical Calculation of the Internal Flow of Torque Converter," *Turbomachinery*, Vol. 9, No. 11, pp. 7~12.
- (3) Fujitani, K., Himento, R., and Takagi, M., 1988, "Computational Study on Flow through a Torque Converter," *SAE Technical Paper*, # 881746.
- (4) Abe, K., Kondoh, T, Fukumura, K, and Kojima, M., 1991, "Three-Dimensional Simulation of the Flow in a Torque Converter," *SAE Technical Paper* #910880.
- (5) Tasaka, T., Kobayashi, T., Taniuchi, N. and Iketa, S., 1995, "Analysis of Viscous Flow in a Torque Converter," *JSME paper*, #9534793.
- (6) Cigarini, M., and Jonnavithula S., 1995, "Fluid Flow in an Automotive Torque Converter : Comparison of Numerical Results with Measurements," *SAE Technical Paper*, #950673.
- (7) Dawes. W. N., 1990, "Towards Improved Throughflow Capability : The Use of 3D Viscous Flow Solvers in a Multistage Environment," *ASME Paper* 90-GT-18.
- (8) Denton J. D., 1992, "The Calculation of Three-Dimensional Viscous Flow Through Multistage Turbomachines," *Trans. of the ASME*, Vol. 114.
- (9) Peric, M., 1985, "A Finite Volume Method for the Prediction of Three-Dimensional Fluid Flow in Complex Ducts," PhD Thesis, University of London.
- (10) Zhu, J. and Rodi, W., 1991, A Low dispersion and bounded convection scheme, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, 92, pp. 225~232.
- (11) Patankar, S. V., 1972, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington, D. C.
- (12) By, R. R. and Lakshiminayana, B., 1991, "Static Pressure Measurement in a Torque Converter Stator," *SAE Paper* #911934 and also in the 1992 SAE J. of Passenger C.
- (13) Ishihara, T., 1955, "A Study of Hydrodynamic Torque Converters," Rep. of the Institute of Industrial Science University of Tokyo, Vol. 5, No. 7, pp. 150~202.
- (14) Bahr, H. M., Flack, R. D., By, R. R., and Zhang, J. J., 1990, "Laser Velocimeter Measurements in the Stator of a Torque Converter," *SAE Technical Paper* #901769.