

# 자동차용 토크 컨버터의 수치해석적 연구(Part I) - 수력학적 설계와 순환유량의 평가 -

## A Numerical Study on the Automotive Torque Converter(Part I) - Hydraulic Design and Evaluation of Circulating Flow Rate -

김 홍 식\*, 박 재 인\*, 주 원 구\*\*, 조 강 래\*\*  
H. S. Kim, J. I. Park, W. G. Ju, K. R. Cho

### ABSTRACT

In order to establish the hydraulic design process of the torque converter, pump, turbine and stator were designed by reverse design method including one dimensional analysis, angular momentum distribution and forced vortex design. And the significance of evaluation of the circulating flow rate in torus of the torque converter was verified by numerical calculation of the combined blade rows of pump and turbine. It was confirmed that the computational method using interrow mixing model by Park and Cho was reliable to predict the flow-field and performance of the torque converter.

주요기술용어 : Torque Converter(토크 컨버터), Reverse Design(역설계), One Dimensional Analysis(일차원 해석), Angular Momentum Distribution(각운동량 분포), Forced Vortex Design(자유와류형 설계), Flow Analysis(유동해석), Performance(성능), Circulating Flow Rate(순환유량)

### 1. 서 론

자동차용 토크 컨버터는 엔진의 크랭크축에 연결된 펌프와 변속기에 연결된 터빈 그리고 고정하우징에 일방향 클러치와 함께 고정된 스테이터의 세가지 요소로 구성되어 있다. 토크 컨버터의 내부유동은 각 요소를 순차적으로 통과하는 순환

류로 되어있다. 펌프의 회전은 펌프수두를 발생시키고 터빈은 이 수두를 받아 회전하여 토크를 전달한다. 터빈의 회전속도가 증가함에 따라 터빈 내부유동에 작용하는 원심력이 증대하여 내부순환유동이 억제된다. 따라서 순환유동은 펌프 및 터빈의 회전속도와 통로내부의 유동저항에 의해 결정되며, 그 유량은 토크 컨버터의 특성과 직접 관계되는 중요한 인자가 된다. 엔진과 토크 컨버터의 조합성능은 자동변속기가 장착된 차량의 성능을 지배하며, 토크 컨버터의 입력요소인 펌프의 토크용

\* 연세대학교 대학원 기계공학과  
\*\* 정희원, 연세대학교 기계공학과

량계수(C-factor or K-factor)는 이를 대표하는 성능지수이다. 일반적으로, 일차원 단일유선해석 방법<sup>1)</sup>을 이용하여 주어진 사양에 대한 토크 컨버터의 각 요소의 입·출구 반경위치 등의 기본치수 설계와 요소의 입·출구 날개각을 설계한다. 그러나 일차원 해석은 마찰 및 충돌 손실계수에 크게 의존하며 설계유선상의 각 요소의 입출구 반경위치와 날개각만을 고려할 뿐, 유로의 형상이나 날개의 삼차원 형상설계에서 고려되어야 할 설계인자에 대한 검토가 불가능하므로 정량적인 성능예측에는 상당한 오차를 포함하는 것으로 알려져 있다. 각 요소의 입출구의 반경위치와 날개각이 기초설계된 후에 요소들의 삼차원의 기하학적 형상설계가 수행된다. Jandasek<sup>2)</sup>은 다양한 토크 컨버터의 제작경험을 토대로 유로와 날개의 형상에 대한 설계방법을 제시하였지만 실제 설계시 결정되어야 할 기하학적 형상에 대한 직접적인 내용은 상당히 빈약하며, 이에 대한 연구도 제작업체의 노하우로 거의 공개되지 않고 있다.

본 연구에서는 실차에 장착되고 있는 토크 컨버터의 펌프와 터빈 및 스테이터 날개형상에 대한 역설계를 수행하였다. 기존 토크 컨버터의 역설계는 그 형상에 대한 수정설계를 가능하게 하며, 토크 컨버터의 성능을 해석할 수 있는 삼차원 난류유동해법과 함께 사용함으로써 일관된 토크 컨버터의 설계가 가능함을 검토하였다. 또한, 수치계산시 순환유량의 평가가 토크 컨버터의 성능예측에 미치는 영향에 대하여 연구한다. 일차원 해석법에 의해 구해진 순환유량을 이용하여 토크 컨버터의 펌프와 터빈만의 조합익력에 대해 수치계산한 후 토크비와 효율 및 입력축 토크용량을 산출한다. 산출된 계산결과를 저자들<sup>3)</sup>이 개발한 새로운 수치해석기법을 이용한 계산결과 및 실험에 의한 성능측정결과와 비교함으로써 순환유량이 토크 컨버터의 특성과 직접 관계되는 중요한 인자임을 확인하고, 이들의 계산방법에 의해 구해지는 순환유량은 계산결과들의 비교를 통해 타당하게 평가되었음을 보인다.

## 2. 토크 컨버터의 설계

토크 컨버터의 설계는 회전수-토크곡선으로 나

타나는 엔진의 특성과, 엔진과 함께 장착될 토크 컨버터의 입력축 토크용량곡선의 조합으로부터 시작된다. 이러한 조합으로부터 실속점에서의 입력축 토크용량이 결정되면, Fig.1에 도시된 바와 같이 토크 컨버터의 외경이 선택되고 자오면 형상의 설계, 각 요소 입출구각의 설계, 각 요소의 삼차원형상 설계의 순서로 진행된다. 토크 컨버터의 삼차원 형상의 설계결과에 대한 검증과 설계수정에 따른 성능변화의 예측은 시작품 제작에 의한 실 성능시험을 가장 신뢰할 수 있을 것이나 삼차원 유동계산을 통해 다양한 기하학적 설계인자가 검토될 수 있다면 보다 경제적이고 단축된 설계과정이 확립될 수 있다.

### 2.1 토러스 형상의 설계

토크 컨버터의 토러스는 전체유로의 단면적이 일정하도록 설계되는 것이 기본이며, 토크 컨버터의 외경 OD는 제작사의 경험에 따라 최적의 유로단면적  $a$ 와 다음과 같이 관련되어진다.<sup>2)</sup>

$$a = 0.23 \pi OD^2 / 4 \quad (1)$$

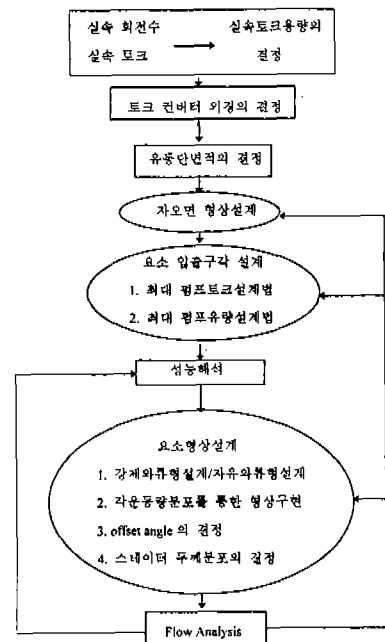


Fig.1 Design process of torque converter

Fig.2에는 실제 A사에서 양산되어 자동차에 장착되는 대상 토크 컨버터의 토러스 유로형상과 역설계된 결과를 도시하였다. 펌프와 터빈의 코어 형상은 단축길이 대 장축길이 가 0.9인 타원으로 설계했을 때 대상 토크 컨버터와 거의 일치함을 확인하였다. 타원형의 코어로부터 윗식(1)을 이용하여 셸의 형상을 구현한 경우에 펌프측은 전체적으로 일치하였으나 터빈측은 상당한 차이를 보이고 있다. 이러한 차이는 터빈측 셸면상에 장착될 록업 클러치의 배치로 인하여 변형된 것으로 생각된다.

최근에는 록업클러치의 채움과 토크 컨버터의 축방향 길이를 줄이기 위한 토러스 형상의 비대칭화 및 평면화가 진행되고 있으며, 이러한 토러스 형상의 설계는 몇몇의 세계적으로 우수한 자동차 회사를 중심으로 경험을 바탕으로 하여 이루어지고 있다. 유로의 토러스 형상이 결정되면 각 요소 입·출구의 설계반경위치가 설계된다.

## 2.2 요소의 입·출구 날개각의 설계

각 요소의 입구와 출구의 날개각은 일차원 이론<sup>1)</sup>에 기초하여 설계하거나 경험적인 값을 사용하게 된다. 일차원 이론에 의한 날개각의 설계는 각 요소의 입구와 출구의 설계반경과 경험적인

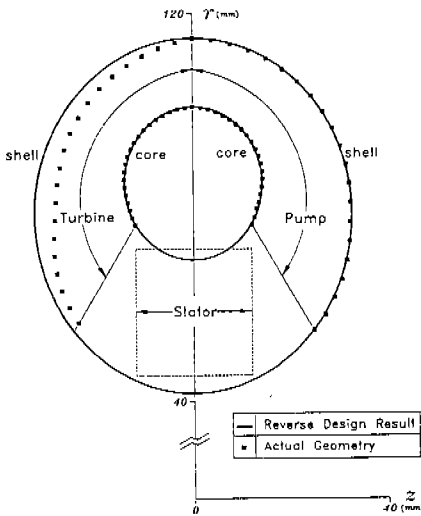


Fig.2 Torus configuration and result of its reverse design

손실계수를 포함하는 여러 단순화 및 가정하에서 수행되며, 크게 두 가지의 설계방법이 알려져 있다. 모든 요소에서 유동이 충돌없이 유입되는 상태에서 토크비를 최대로 얻어내는 설계방법<sup>1)</sup>과 최대의 유량을 얻도록 펌프의 입구각을 정하는 설계방법<sup>4)</sup>이 알려져 있으며 양자 모두 무충돌 유입상태에서의 속도비와 순환유량의 선정을 기초로 한다. Jandasek<sup>2)</sup>은 그의 제작경험을 토대로 최적의 날개각계열을 제시했다.

본 절에서는 일차원 이론을 이용하여 실속점(속도비  $e=0.0$ )에서 토크용량계수(C-factor)가  $3.0(kgf \cdot m/rpm^2 \times 10^{-6})$ 이고, 토크비가 2.0, 2.5, 3.0인 토크 컨버터 요소들의 입·출구 날개각을 설계하였다. 모든 요소에서 무충돌 유입이 이루어지는 속도비  $e_0$  와 이때의 순환유량을 대표 하는 자오면유속계수  $\beta_0$  를 선정한 후 이 점에서의 토크비가 최대가 되도록 날개각을 설계하였다.

Table 1 Radius ratios of design path at inlet and outlet

| element position           | pump  |        | turbine |        | Stator |        |
|----------------------------|-------|--------|---------|--------|--------|--------|
|                            | inlet | outlet | inlet   | outlet | inlet  | outlet |
| $r/r_{\text{pump outlet}}$ | 0.614 | 1.000  | 0.999   | 0.621  | 0.553  | 0.553  |

Table 2 Designed blade angles at inlet and outlet

| $\tau_s$      | 2.0     | 2.5     | 3.0     |
|---------------|---------|---------|---------|
| $e_0$         | 0.74    | 0.59    | 0.41    |
| $\beta_0$     | 0.228   | 0.295   | 0.395   |
| $\alpha_{1p}$ | 50.10°  | 32.66°  | 13.54°  |
| $\alpha_{2p}$ | -11.12° | 2.03°   | 7.58°   |
| $\alpha_{1t}$ | -53.36° | -53.67° | -53.55° |
| $\alpha_{2t}$ | 61.41°  | 57.37°  | 52.73°  |
| $\alpha_{1s}$ | -11.34° | 19.82°  | 36.68°  |
| $\alpha_{2s}$ | -58.93° | -57.95° | -55.53° |

[subscript] p : pump, t : turbine, s : stator  
1 : inlet, 2 : outlet

Table 1에 제시된 입·출구 설계반경을 이용하여 세가지 실속 토크비에 따라 선정된 부충돌유입조건( $e_0, \beta_0$ )에서 설계된 요소들의 입·출구 날개각  $\alpha$ 는 Table 2과 같다. 이들의 일차원 해석결과는 Fig.3과 같으며, 이 결과로부터 실속 토크비가 큰 경우에 커플링점과 최고효율은 작아지는 것을 확인할 수 있고, 또한 토크용량계수의 단순한 감소를 보장하지 못하는 결과를 보이고 있다. 그러나, 원래의 설계시에 설정되었던 토크 컨버터나 엔진의 특성에 차이가 생겼을 때 또는 실속 회전속도 변경의 필요성이 발생했을 때 입력측 토크용량을 조정할 필요가 생긴다. 이와같은 경우 효율, 실속 토크비 등에 대한 영향을 최소화하고 토크용량만을 바꾸기 위해서 일차원이론에 의해 설계된 날개각중에 펌프 임펠러 또는 스테이터의 출구날개각을 수정하는 경우가 있다.

### 2.3 요소의 삼차원 형상 설계

토크 컨버터의 토러스 형상과 각 요소의 입·출구 날개각이 결정되면 펌프와 터빈 및 스테이터에 대한 삼차원적인 형상설계가 수행된다. 일반적으로, 각 요소의 익설계는 코어와 셸 사이에 존재하는 설계평균유선상의 입구와 출구간의 각운동량 차이를 적절한 방법으로 그 설계유선을 따라 분포시킴으로써 수행된다. 각운동  $\rho Qrv_\theta$ 의 변화량분포를 정하는 것은 설계점에서의 밀도  $\rho$ 와 유량  $Q$ 가 설계유선을 따라 일정하므로 각 요소의 입·출구에서의 반경위치  $r$ 과 원주방향 절대속도성분  $v_\theta$ 의 곱의 차이인  $\Delta(rv_\theta)$ 의 분

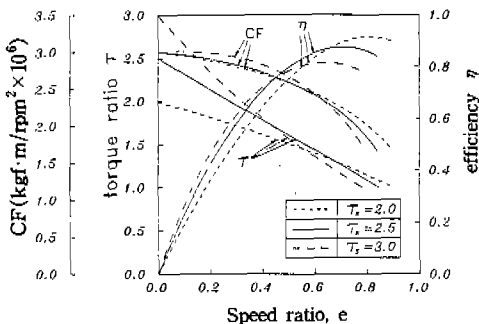


Fig.3 Performance of designed torque converters by one dimensional analysis

포를 정하는 것이다. 이 설계유선상의 각운동량 분포로부터 날개각 분포를 구하고, 코어와 셸 유선상의 날개각분포는 강제와류형 또는 자유와류형의 가정에 의해 계산될 수 있으며, 이로써 토크 컨버터 요소의 기하학적 형상이 결정된다. 본 절에서는 펌프와 터빈 및 스테이터에 대해 역설계를 수행하고 그 결과를 실제 양산중인 토크 컨버터의 요소 형상과 비교하였다.

입구각이  $38.48^\circ$ , 출구각이  $0.00^\circ$ 인 펌프의 유로를 Fig.4와 같이 코어와 셸을 따라 10등분하였다. 유동방향을 따라 설계유선상의 각운동량의 변화량은 출구부를 제외한 90% 구간에서 일정하고 나머지 10%의 출구부는 이전 구간에 주어진 각운동량 변화량의 1/2이 되도록 분포하였으며, 스펙방향으로는 다음의 식(2)와 같이 강제와류형의 날개각분포를 적용하였다.

$$\alpha = \tan^{-1}[r \cdot (\tan \alpha_D / r_D)] \quad (2)$$

윗식의 강제와류형 날개각분포는  $v_\theta/r$ 의 값이 일정하도록 설계유선의 반경위치  $r_D$ 에서의 날개각  $\alpha_D$ 를 이용하여 임의의 반경  $r$ 에서의 날개각  $\alpha$ 를 얻는다. 각운동량분포로부터 구해진 설계유선상의 날개각분포와 강제와류형을 이용한 코어 면과 셸면상의 날개각분포를 Table 3에 제시하

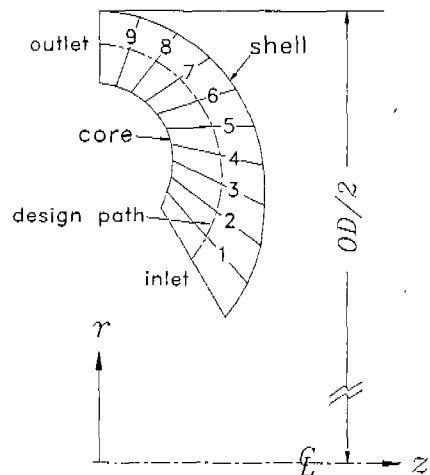


Fig.4 Flow path configuration of pump

였다. 계산된 코어측과 셸측의 날개각분포를 이용하여 각 유선의 반경위치  $r$ 로부터 극좌표의 원주 방향성분  $\psi(x, y)$ 는 다음의 식(3)과 같이 원심 회전차의 설계공식<sup>5)</sup>으로부터 구하였다.

$$d\psi = \frac{dr}{r} \tan \alpha$$

$$x = r \cos \psi, \quad y = r \sin \psi \quad (3)$$

Table 3 Distribution of blade angles on design path, core and shell of pump impeller

|        | design path | core   | shell  |
|--------|-------------|--------|--------|
| inlet  | 38.48°      | 42.42° | 33.21° |
| 1      | 31.09°      | 34.04° | 27.50° |
| 2      | 25.20°      | 27.06° | 23.11° |
| 3      | 22.31°      | 23.37° | 21.17° |
| 4      | 21.30°      | 21.75° | 20.83° |
| 5      | 21.21°      | 21.16° | 21.27° |
| 6      | 20.75°      | 20.26° | 21.22° |
| 7      | 18.70°      | 17.94° | 19.43° |
| 8      | 13.90°      | 13.14° | 14.62° |
| 9      | 4.98°       | 4.66°  | 5.28°  |
| outlet | 0.00°       | 0.00°  | 0.00°  |

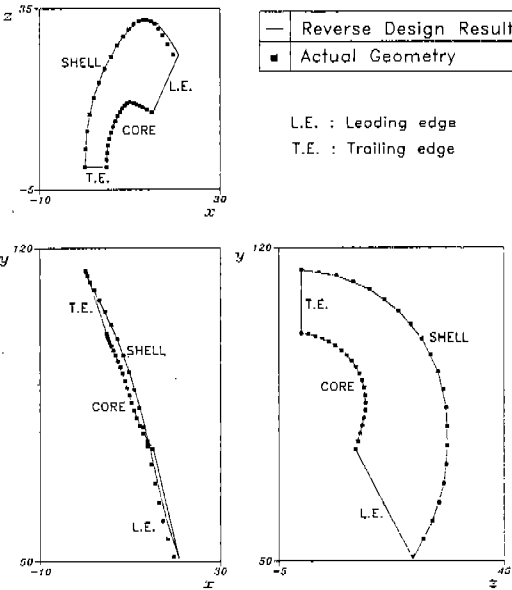


Fig.5 Reverse design of pump impeller

Fig.5는 Table 3의 코어 및 셸상의 날개각 분포를 이용한 펌프날개의 삼차원 형상설계의 결과로서 실선으로 제시되며 ■로 표시된 실제의 형상과 좋은 일치를 보인다. 단, 펌프와 터빈의 경우에 코어에 대한 셸의 상대적인 위치를 나타내는 오프셋각(offset angle)을 결정하는 방법에 대해서 지금까지 알려진 바가 없기 때문에 실물의 값을 이용하였다. 이러한, 오프셋각은 별도의 설계기준에 의해 정해져야 한다.

터빈날개도 펌프날개의 설계과정과 유사하게 수행된다. 10등분된 유로의 각 구간에서 각운동량의 변화량을 균일하게 하였으며, 펌프의 경우와 같이 강제와류형 날개각분포를 적용하였다. Fig.6은 입구각이 -30.37°, 출구각이 49.78°인 터빈날개의 형상설계 결과로서, 이 결과 역시 역설계 대상의 터빈형상과 잘 일치하고 있다.

펌프와 터빈의 날개가 박판으로 제작됨에 비하여 스테이터 날개는 일반적으로 익형형상(hydrofoil)을 가지며, 스테이터의 성능은 커플링점에서의 성능을 결정하는 중요한 요소로 알려져 있다. 익형형상의 스테이터는 다양한 설계법에 의해 설계될 수 있고, 그 성능예측을 위해 많은 이론적 해석법이 적용가능하다. 입구각이 -19.71°, 출구

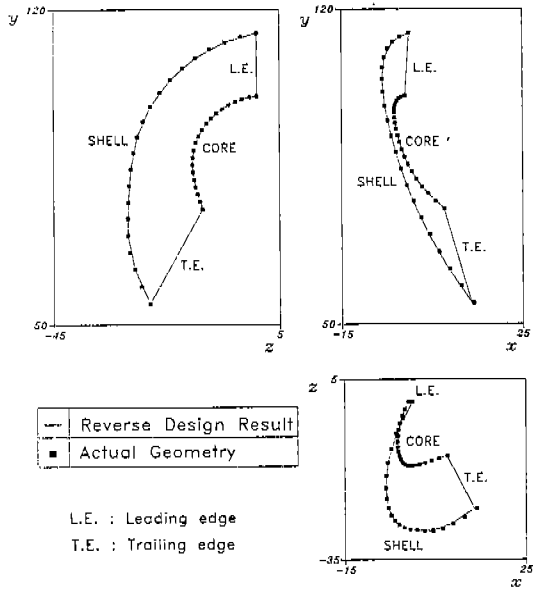


Fig.6 Reverse design of turbine blade

각이 59.50°인 스테이터 날개를 역설계한 결과를 Fig.7에 도시하였다. 유동방향으로 각운동량의 변화량을 균일하게 분포하고 스펀방향으로는 강제유류형 날개각분포를 적용하였다. 날개의 두께는 NACA 0030-82의 분포를 사용한 결과, 코어측에서는 실물과 잘 일치하였으나 셸측의 익현 중간이후로는 약간의 차이가 있었다. 스테이터의 최적설계는 벽면에서의 확산계수, 절현비, 편차각, 설치각, 축방향 익현장, 전연의 코반경(nose radius) 등의 수력학적 설계인자에 대한 고찰이 필수적이다. 최근에는 저속도비영역에서 박리를 제한하기 위하여 전연부근을 상당히 두껍게 하며, 간접적 설계법(indirect design or inverse design method)을 응용하려는 연구가 진행되고 있다.

### 3. 순환유량이 토크 컨버터의 성능에 미치는 영향

본절에서는 수치계산시 순환유량의 평가가 토크 컨버터의 성능예측에 미치는 영향에 대하여 연구한다. 일차원 해석법에 의해 구해진 순환유량을 이용하여 토크 컨버터의 펌프와 터빈의 익렬에

대해 순차적으로 수치계산한 후 토크비와 효율 및 입력축 토크용량을 산출한다. 산출된 계산결과를 저자들<sup>3)</sup>의 익렬간 혼합모델을 이용한 계산결과 및 실험에 의한 성능측정결과와 비교함으로써 순환유량이 토크 컨버터의 특성과 직접 관계되는 중요한 인자임을 확인하고, 저자들의 계산방법에 의해 구해지는 순환유량은 계산결과들의 비교를 통해 타당하게 평가되었음을 보인다. 본 연구에서 펌프와 터빈의 내부유동장이 정상, 비압축성, 난류 유동이라는 가정아래 시간평균된 Navier-Stokes 방정식을 유한체적법을 이용하여 이산화하고 표준  $k-\epsilon$  난류모델에 의해 수치계산하였다. 수치계산은 속도비  $e=0.0, 0.5, 0.7$ 에 대하여 수행되었다.

#### 3.1 순환유량 평가의 중요성

토크 컨버터의 각 요소를 순차적으로 통과하는 순환유동은 펌프 및 터빈의 회전속도와 통로내부의 유동저항에 의해 결정되며, 그 유량은 토크 컨버터의 특성과 직접 관계되는 중요한 인자가 된다. 토크 컨버터의 대부분의 작동점에서, 펌프 입펠러의 회전에 의해 발생하는 원심수두는 펌프가 터빈보다 빠르게 회전하므로 터빈에 의해 발생하는 수두보다 크다. 이러한 수두차이로 인해 작동 유체는 펌프로부터 터빈으로 유동하고, 펌프가 유체에 공급한 전체수두가 유동손실수두와 터빈일에 해당하는 수두와의 합과 일치하는 상태에서 유동이 정립된다. 터빈의 회전속도가 증가함에 따라 펌프와 터빈에 의한 수두차이는 감소하고, 이에 따라 토크 컨버터의 토러스 통로를 순환하는 유량은 감소하게 된다.

일차원 해석법은 각 요소의 입출구에서 속도삼각형을 이용하고 수력손실에 관한 모델을 가정하여 순환유량을 대표하는 자유유속을 산출하여 토크 컨버터의 성능을 계산한다. 그러나, Mercure<sup>6)</sup>와 By와 Mahoney<sup>7)</sup>는 토크 컨버터의 유동은 매우 삼차원적이므로 토크 컨버터에 일차원 해석법을 적용하는 것은 부적당하다고 하였으며, 또한 일차원 해석결과를 이용한 Tasaka 등<sup>8)</sup>의 수치계산결과는 토크 컨버터의 성능을 만족스럽게 예측할 수 없었다. Bahr 등<sup>9)</sup>이 레이저 유속계를 이용

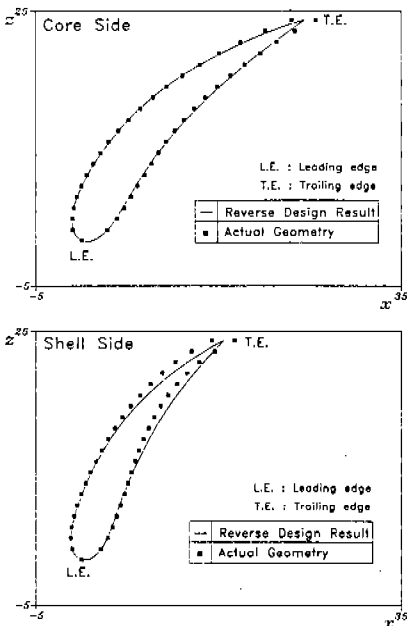


Fig.7 Reverse design of stator

하여 스테이터의 내부유동장을 측정된 결과 측정된 순환유량과 토크는 일차원 해석법에 의한 결과와 상당히 큰 차이를 보였다. 따라서, 순환유량은 토크 컨버터의 특성을 좌우하며, 이에 대한 정확한 평가만이 그 성능을 올바르게 예측할 수 있도록 한다. 박 재인 등은 익렬간 혼합모델을 이용하여 토크 컨버터의 전체유로를 동시에 해석했고, 그 계산결과로부터 토크비와 효율 및 토크용량을 산출한 후 실험값과 비교하여 좋은 일치를 보인 바 있다. 해석시에 필요한 유일한 입력값은 펌프와 터빈의 회전수뿐이었으며, 토크 컨버터 내부의 순환유량은 계산과정중에 자동적으로 산출되었다.

### 3.2 순환유량의 검증

순환유량이 토크 컨버터의 특성에 미치는 영향을 고찰하는 것은 수치계산시에 순환유량의 정확성을 검증하는 간접적인 방법이다. 본절에서는 일차원 해석법으로부터 산출된 순환유량을 입구와 출구의 경계면이 연장된 펌프와 터빈의 삼차원 유동장계산을 위한 입구조건으로 이용하고, 계산결과로부터 토크 컨버터의 성능을 계산하였다. 본 해석에서 사용된 펌프와 터빈의 격자계를 Fig.8에 도시하였으며, 해석시에 적용된 가정과 경계조건은 다음과 같다.

- 1) 펌프의 격자계는 축방향으로 연장시킨 입구 경계면을 가지며, 입구조건으로는 일차원 해석에서 산출한 자오면유속을 스펀방향으로 균일하게 분포하여 사용한다.

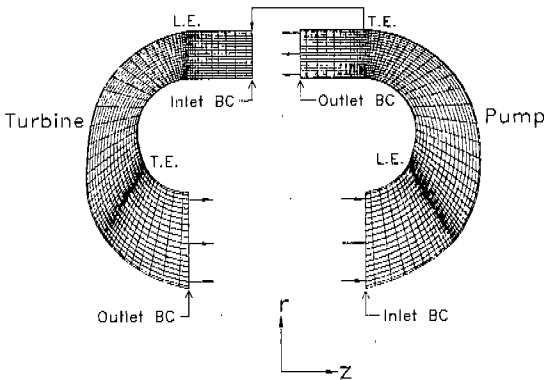


Fig.8 Grid systems for pump and turbine blade row

$$W_x(r) = C_m \text{ and } W_r(r) = 0 \text{ for all radii (4)}$$

여기서,  $W_x$ ,  $W_r$ ,  $C_m$  은 각각 축방향 상대유속, 반경방향 상대유속, 자오면유속이다.

2) 펌프의 입구경계면에서의 원주방향 절대속도 성분은 스테이터로부터의 유출되는 유동의 원주방향속도와 같다. 이러한 가정은 스테이터 유동장의 해석을 생략시킨다.

$$V_{u2s} = V_{u1p} \text{ or}$$

$$C_m \cdot \tan \beta_{2s}(r) = W_{u1p}(r) + r\omega_p \quad (5)$$

hence,  $W_{u1p}(r) = C_m \cdot \tan \beta_{2s}(r) - r\omega_p$

여기서,  $W_u$ ,  $V_u$  는 각각 원주방향 상대 및 절대속도성분,  $\beta$  는 날개각,  $\omega_p$  는 펌프의 회전각속도이며, 하첨자 1p와 2s는 각각 펌프의 입구와 스테이터의 출구를 나타낸다.

- 3) 펌프의 출구경계면은 축방향으로 적당한 길이로 연장되어 Neumann조건이 적용된다.
- 4) 터빈의 입구경계면도 축방향으로 적당한 길이로 상류로 연장되며, 펌프의 유동해석 결과중에서 터빈의 입구위치에서의 유동값이 터빈유동장의 입구경계면에 주어진다.
- 5) Fig.8과 같이 터빈의 출구경계면도 하류로 연장되었으며 출구조건은 Neumann조건을 사용하였다.

위와 같은 조건하에서 일차원 해석의 결과인 자오면유속  $C_m$ 을 이용한 경우와 이 자오면유속을 인위적으로 조정된 경우들에 대하여 펌프와 터빈의 조합익렬을 수치계산하였다. 또한, Table 4에 제시된 일정입력토크(10 kgf·m)의 상태에서 측

Table 4 Rotational speeds of pump and turbine

| speed ratio<br>(e) | pump speed<br>(rpm) | turbine speed<br>(rpm) |
|--------------------|---------------------|------------------------|
| 0.0                | 1,804               | 0                      |
| 0.5                | 1,878               | 939                    |
| 0.7                | 2,014               | 1,412                  |

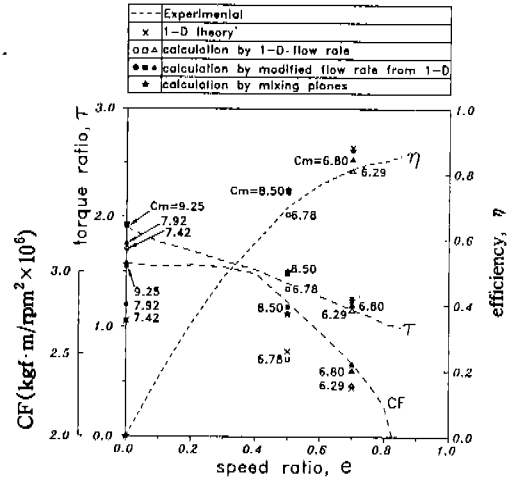
정된 펌프와 터빈의 회전속도를 수치계산의 입력 조건으로 사용하였다. 토크 컨버터의 성능은 수치 계산결과로부터 익면에 작용하는 정압장을 이용하여 산출하였다.<sup>3)</sup>

Fig.9는 계산결과로부터 산출된 세가지 속도비(e)에서의 토크비( $\tau$ )와 효율( $\eta$ ) 및 토크용량계수(CF)를 자오면유속( $C_m$ )에 따라 도시한 것으로서, 그림에서의 기호는 다음과 같다.

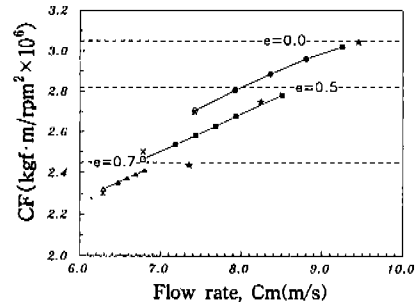
|         |  |
|---------|--|
| -----   | 실험값(대상 토크 컨버터의 제작사의 성능 시험장치를 이용하여 측정된 결과)                        |
| ×       | 일차원 해석결과   |
| ○, □, △ | 일차원 해석에서 산출된 유량을 이용한 펌프와 터빈의 수치계산결과                              |
| ●, ■, ▲ | 일차원 해석에서 산출된 유량을 인위적으로 조정한 후에 입구 경계조건으로 사용한 펌프와 터빈의 조합익렬의 수치계산결과 |
| ★       | 익렬간 혼합모델을 이용한 수치계산 결과 <sup>3)</sup>                              |

일차원 해석에 의해 구해진 자오면유속을 이용한 펌프와 터빈의 조합익렬의 계산결과에서 토크비 및 효율은 실속점  $e=0.0$ 을 제외하면 어느정도 실험값에 근접하고 있으나 토크용량은 각 속도비에서 실험값과 큰 차이를 보이며, 대체로 실제의 성능보다 작은 값으로 성능을 예측한다. 일차원 해석에 의해 구해진 자오면유속을 점차로 증가시켜 수치계산한 결과는 일차원 해석에 의해 구해진 자오면유속을 이용한 수치계산결과보다 성능실험값과 근접함을 알 수 있다. 또한, 고속도비인  $e=0.7$ 을 제외한 속도비  $e=0.0$ 과  $0.5$ 에서는 일차원 해석에 의해 구해진 자오면유속보다 크게 조정된 자오면유속의 경우가 세 요소를 동시에 계산한 자자들<sup>3)</sup>의 수치계산법에 의한 결과에 가까우며 성능실험결과에도 근접하고 있다. 따라서 본 결과에 의하면 일차원 해석법이 토크 컨버터의 성능을 정확하게 예측하지 못하는 이유는 일차원 해석법에 의한 순환유량의 평가가 부정확하기 때문이라고 할 수 있다.

이상으로 토크 컨버터의 설계과정이 정립되었으며, 저자들<sup>3)</sup>의 수치계산법이 타당성있게 순환



(a) Torque ratio and efficiency



(b) Torque capacity

Fig.9 Characteristics evaluated by varying the circulating flow rates

유량을 평가함을 확인하였으므로 추후에 진행될 토크 컨버터의 기하학적 형상에 따른 특성변화를 상당한 정확도를 가지고 예측할 수 있음을 알 수 있었고 종국적으로는 본 연구에 의한 설계방법으로 시방에 맞는 설계가 가능할 것이 확인되었다.

#### 4. 결 론

1) 토크 컨버터의 유로형상과 입·출구각이 주어졌던 경우에 유동방향을 따른 각운동량 및 날개각 분포와 와류형을 선정하는 설계과정으로부터 펌프와 터빈 및 스테이터 날개의 삼차원 형상을 역설계한 후 실제 양산중인 토크 컨버터의 요소의 기하학적 형상과 비교하여 매우 근사한 결과를 얻었다. 그러나, 펌프와 터빈의 경우에 오프셋각은 별도의



- 설계기준에 의해 정해져야 하며, 스테이터의 설계에는 다양한 수력학적 고찰이 필요하다.
- 2) 토크 컨버터의 순환유량은 그 성능과 밀접한 관계가 있으며 여러 성능인자중에 토크용량 계수는 순환유량에 대하여 가장 민감한 영향을 받는다. 일차원해석에 의한 순환유량은 잘못 예측되고 있으며 정확한 순환유량에 의해서만 토크 컨버터의 특성을 옳게 평가할 수 있음을 확인하였다. 또한, 저자들의 익렬간 혼합모델을 이용한 수치계산방법에 의해 구해지는 순환유량은 계산결과들의 비교를 통해 타당하게 평가되었음을 검증하였다.
  - 3) 결론(1)과 (2)로부터 기하학적 형상을 정하는 설계방법과 유동해석기법을 함께 구사함으로써 토크 컨버터의 일관된 설계방법이 확립되었다.

### 참 고 문 헌

1. T. Ishihara, "A Study of Hydraulic Torque Converters", Rep. of the Institute of Industrial Science, Univ. of Tokyo, Vol. 5, No. 7, pp. 150~202, 1955.
2. V. J. Jandasek, "Design of Single-Stage, Three-Element Torque Converter", SAE Trans. Workshop Meeting, 2nd Edn. Vol. 5, 1963.

3. 박재인, 조강래, "익렬간 혼합면 모델에 의한 토크 컨버터의 특성해석", 한국자동차공학회 1996년도 추계학술대회 논문집, Vol. 1, #96380169, pp. 55~61, 1996.
4. A. Whitfield, F. Wallace and A. Patel, "Design of three element hydrokinetic torque converter", Int. J. Mech. Sci., Vol. 25, No. 7, pp. 485~497, 1983.
5. C. Pfleiderer, Strömungsmaschinen, Springer-Verlag, 1957.
6. R. A. Mercure, "Review of the Automotive Torque Converter", SAE Technical Paper #790046, 1979.
7. R. R. By and J. E. Mahoney, "Technology Needs for the Automotive Torque Converter-Part 1 : Internal Flow, Blade Design, and Performance", SAE Technical Paper #880482, 1988.
8. T. Tasaka, T. Kobayashi, N. Taniguchi and S. Ikeda, "Analysis of Viscous Flow in Torque Converter", JSAE paper, Japan, #9534793, 1995.
9. H. M. Bahr, R. D. Flack, R. R. By, and J. J. Zhang, "Laser Velocimeter Measurements in the Stator of a Torque Converter", SAE Technical Paper #901769, 1990.