

## 자동변속기의 과도특성 분석을 위한 토크 컨버터의 변동 파라미터 성능 모델 개발

### Development of the Variable Parametric Performance Model of Torque Converter for the Analysis of the Transient Characteristics of Automatic Transmission

임 원 식\*, 이 진 원\*\*  
Wonsik Lim, Jinwon Lee

#### ABSTRACT

To enhance the acceleration performance and fuel consumption rate of a vehicle, the torque converter is modified or newly-developed with reliable analysis model. Up to recently, the one dimensional performance model has been used for the analysis and design of torque converter. The model is described with constant parameters based on the concept of mean flow path. When it is used in practice, some experiential correction factors are needed to minimize the estimated error. These factors have poor physical meaning and cannot be applied confidently to the other specification of torque converter. In this study, the detail dynamic model of torque converter is presented to establish the physical meaning of correction factors. To verify the validity of model, performance test was carried out with various input speed and oil temperature. The effect of oil temperature on the performance is analysed, and it is applied to the dynamic model. And, to obtain the internal flow pattern of torque converter, CFD(Computational Fluid Dynamics) analysis is carried out on three-dimensional turbulent flow. Correction factors are determined from the internal flow pattern, and their variation is presented with the speed ratio of torque converter. Finally, the sensitivity of correction factors to the speed ratio is studied for the case of changing capacity factor with maintaining torque ratio.

주요기술용어 : Torque converter(토크 컨버터), Design path(평균 유선), Stall(스톨), Equivalent flow angle(등가 유동 각도), Capacity factor(용량 계수), Forced vortex theorem(강제 와류 이론), Correction factor(보정 계수)

#### Nomenclature

$G, S, E$  : Lagrangian coordinates  
 $r, \phi, z$  : polar coordinate  
 $T, \Omega$  : torque and rotation speed

$\rho, T^o$  : oil density and oil temperature  
 $u_\theta, u_\phi$  : relative velocity of fluid,  $m/s^2$   
 $\Gamma, \alpha, \beta, \eta$  : correction factor  
 $\omega_r, t_r$  : speed ratio and torque ratio  
 $C_{tc}$  : capacity factor,  $kgf.m/rpm^2$   
 $c_{tc}$  : dimensionless capacity factor  
 $Q$  : volume flux,  $m^3/s$

\* 회원, 서울산업대학교 자동차공학과, 서울산업대  
정밀기계기술연구소

\*\* 회원, 서울대학교 대학원

$q$  : dimensionless volume flux

**Subscripts**

1,2,3 : index of rotation elements

in, out : inlet, outlet

**1. 서 론**

토크 컨버터는 자동 및 무단 변속 차량의 가속 성과 연비 그리고 승차감에 큰 영향을 미치는 요소이기 때문에 차량 개발시, 동력 성능과 변속 성능을 향상시키기 위해서는 엔진과 변속기의 성능 특성에 최적으로 부합되는 토크 컨버터를 선정 또는 개발하여야 한다. 이 과정에서 토크 컨버터의 출력 성능을 분석/예측할 수 있는 성능 모델의 개발은 매우 중요하다고 할 수 있다.

토크 컨버터는 작동 상태에 따라 그 출력 성능이 다양하게 나타나기 때문에 주로 기준 조건 하의 정상상태에서 실시한 성능실험 결과로 그 성능 특성을 대표적으로 표현한다. 그러나 차량의 실제 주행 상태는 이러한 실험 조건의 범위를 벗어나는 경우가 많기 때문에, 표준적인 성능 곡선을 이용하여 예상할 수 있는 신뢰적인 작동 영역은 그다지 넓지 않다. 가감속 특성뿐만 아니라 등속 상태 성능에 대한 정확한 분석기술이 확보되고 있지 않은 상황이다.

토크 컨버터의 성능 분석은 성능 모델을 바탕으로 한다. 지금까지 주로 사용되어 온 성능 모델은 1차원 성능 모델로서 Ishihara<sup>1,8)</sup>와 Tobler<sup>3)</sup>에 의해 발전되어 왔으며 개념적인 평균 유선과 상수의 파라미터를 가정하여 모델의 형태가 간단한 특징이 있다. Tobler<sup>3)</sup>는 1차원 성능 모델의 파라미터를 실험 결과를 이용하여 구체적으로 보정한 바가 있고, Ishihara<sup>8)</sup>는 모든 속도비 영역에서 실험 결과와 모델을 비교하여 충격 손실 계수가 레이놀즈 수에 따라 변화하는 값을 보였다.

성능 분석 결과의 신뢰성은 신뢰성 있는 성능 모델을 바탕으로 하는데, 이러한 신뢰성은 성능 모델 자체가 물리적 또는 수학적 원리에 얼마나 근거하는가와 모델의 파라미터 값이 어떤 근거

에 의해 결정되는가에 좌우된다. 이런 의미에서 1차원 성능 모델은 개념적으로는 타당하나 정량적으로는 모호한 특징을 가진다. 예를 들어, 차량의 동특성을 분석하기 위하여 토크 컨버터를 모델링 하는 경우, 성능 실험 결과를 이용하여 성능 모델의 파라미터 값들을 결정하나 결정된 값은 정량적인 면에서 물리적인 근거가 약하다. 또한 토크 컨버터를 설계하는 경우에는 설계 치수와 보정계수를 이용하여 파라미터 값을 선정하고 출력 성능을 예측하게 되는데, 이때의 보정계수의 값은 이론적 근거가 확립되지 않은 경험적인 수치를 사용하게 된다.

3차원 유동해석 기술은 날로 고도화되어, 이제 토크 컨버터 설계를 위한 효과적인 방법으로 자리를 잡아가고 있다.<sup>4)</sup> 아직까지 용량계수에 대해서는 약간의 해석 오차를 보이고 있으나 점차 그 신뢰성이 높아지는 추세이다. 토크 컨버터의 성능 모델을 개발하는 것은 유동해석을 수행하는 것과는 다른 의미를 갖는다. 유동 해석을 통해 결과를 얻기 위해서는 입력 데이터로서 구체적인 3차원 설계 사양이 필요하며, 신뢰성 있는 해석 결과를 얻기까지 소요되는 시간과 경비가 적지 않다. 또한 사양별로 정량적인 해석을 수행하기 때문에 결과를 통한 정성적인 개념 파악이 쉽지 않고, 설계 파라미터의 성능 민감도를 단시간 내에 얻기 어렵다. 토크 컨버터의 성능 모델을 개발하고 이를 이용하여 성능을 분석하고자 하는 시도는, 이러한 유동 해석의 미흡한 특징을 보완하고 차량 시스템 전체의 출력 성능을 동역학적 관점에서 효과적으로 분석하기 위함이라 할 수 있다.

본 연구에서는 작동 상태에 따라 다양하게 변화하는 토크 컨버터의 출력 성능을 역학적 원리에 의해 충분히 설명할 수 있는 성능 모델을 개발하였다. 기하학적 데이터를 이용하여 평균 유선을 비롯한 기본적인 1차원 성능 모델의 파라미터들을 결정하는 방법을 보였고, 토크 컨버터 내부의 유동장의 거동에 의해 등가 흐름반경, 등가 유동 각도 등이 변화함을 보였다. 기존의 1차원 성

능 모델과의 상호 비교 및 융통성을 위해 유동장의 정보를 담는 파라미터들을 기하학적 파라미터들에 대한 보정계수 형태로 정의하였다. 동력계 성능 실험을 실시하여 오일 온도와 입력 속도를 변화시켰을 때 출력 성능이 어떻게 변화하는지 분석하였다. 또한 3차원 난류 유동해석을 수행하여, 토크 컨버터의 기본 출력 성능을 실험과 비교하였고, 용량계수와 유량과의 상관성을 분석하였다. 또한 해석을 통해 얻은 유동장의 속도 분포를 이용하여 성능 모델의 보정계수의 값이 어떻게 변화하는지 분석하였다. 토크 컨버터 설계시 자주 접하는 경우로서 토크비는 일정하게 유지시키면서 용량계수를 증감하고자 할 때, 가장 그 영향도가 큰 파라미터가 어떤 것인지 분석하였다.

## 2. 토크 컨버터의 등가 운동량 방정식

### 2.1 회전 요소들의 기본 방정식

본 연구에서는 임펠러, 터빈, 리액터 등의 세 회전 요소로 구성되는 승용차용 토크 컨버터를 고려하며 Fig. 1은 토크 컨버터의 기본 좌표계를 나타내고 있다. 토크 컨버터의 동적 거동을 기술

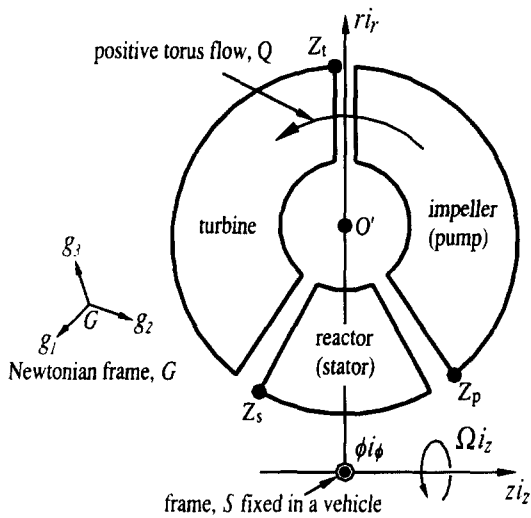


Fig. 1 Coordinate systems of torque converter(frame G and S)

하기 위하여 먼저 지면에 고정된 절대 좌표계  $G(g_1, g_2, g_3)$ 와, 토크 컨버터가 장착된 차량에 고정된 좌표계  $S(s_1, s_2, s_3)$ 를 고려한다. Fig. 1의  $r, \phi, z$ 는 좌표계 S의 극 좌표 성분들을 의미한다. 임펠러가 터빈을 구동할 때 토크 컨버터 내부 유체는 임펠러에서 터빈으로 흐르며 정방향 토러스 유동(positive torus flow)로 정의한다. 이 경우, 임펠러의 회전 축 방향의 단위 벡터를 좌표계 S의 기저 벡터  $i_2 (= s_3 = g_3)$ 로 표시한다. 편의상 임펠러, 터빈, 리액터 등의 회전 요소들을 순서대로 첨자  $i=1,2,3$ 으로 나타내기로 하고,  $i$  번째 회전 요소에 고정된 좌표계를  $E(i)$ , 기저 벡터를  $e_j^{(i)} (j=1,2,3)$ 으로 표현하기로 한다. 좌표계  $E(i)$ 의 극 좌표 성분  $r^{(i)}, \phi^{(i)}, z^{(i)}$  등의 기준은 Fig. 1의  $Z_p, Z_t, Z_s$ 에 의해 결정되며, 각각의 방향은  $r, \phi, z$ 와 동일하다.

Fig. 2와 Fig. 3은 회전 요소의 운동 방정식을 유도하기 위해 고려하는 검사체적과 검사 표면을, 터빈의 경우를 예를 들어 나타낸 것이다.

검사체적  $CV(i)$ 는  $\Omega_i i_2$ 의 속도로 회전하는  $i$  번째 회전 요소 전체를 포함하며 유동 통로 중에서 3차원 유도 길이 존재하지 않는 영역은 제외

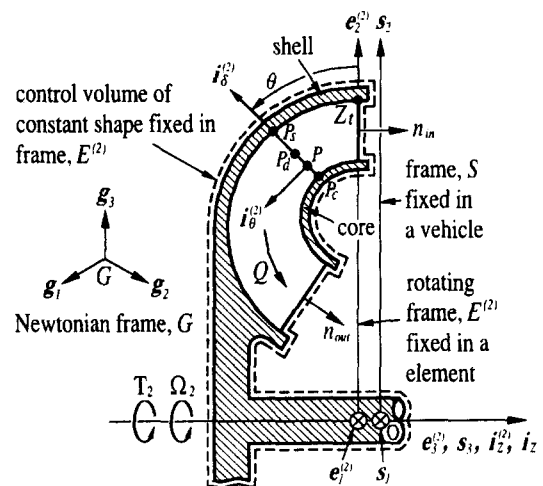


Fig. 2 Control volume of a element (turbine): torus sectional view

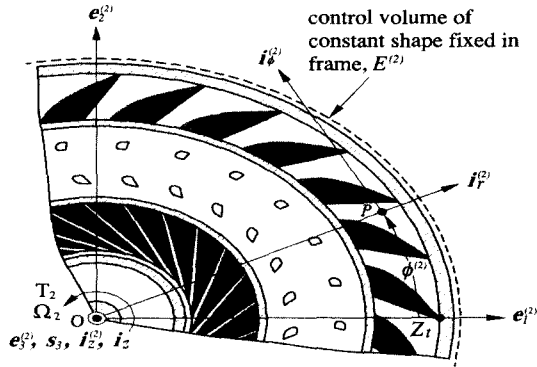


Fig. 3 Control volume of a element (turbine) : axial sectional view

하기로 한다. 검사 표면  $CS(i)$ 를 통해 전달되는 회전 토크는  $T_i i_z$ 로 나타내기로 한다. 회전 요소의 유동 입출구는 Fig. 2와 같이 정방향 토러스 유동일 때를 기준으로 정의한다.

회전 요소 검사체적들에 대한 기본적인 운동 방정식은 다음과 같은 기본 가정 하에 수행된다.

1) 좌표계  $G$ 에 대한 차량 좌표계  $S$ 의 운동이 회전요소 좌표계  $E(i)$ 의 운동에 미치는 영향은 미비하다고 가정하여 컨버터 내부의 유동장에 미치는 좌표계  $S$ 의 운동의 영향은 무시한다.

2) 회전 요소들과 간극, 셸 외부 및 코어 내부에 대한 검사 체적은 축 대칭의 형상을 가지며 일정 모양을 유지한다. 임의의 이웃한 두 깃에 의해 결정되는 유동장의 거동은 다른 깃들에 의한 것과 동일하다고 생각한다.

3) 토크 컨버터 내부의 오일 온도  $T^o$ 는 일정 값으로 분포하며 토크 컨버터의 오일 밀도  $\rho$ 는 오일 온도  $T^o$ 에 의해서만 변화한다고 고려한다.

회전 요소에 대한 일반적인 압축성, 축 대칭성 유동장의 기본 운동방정식들은 연속방정식, 힘 평형식, 토크 평형식, 기계적인 에너지 평형식과 내부 에너지 평형식 그리고 작동 유체의 밀도, 압력, 온도들에 대한 상태 방정식 등으로 생각할 수 있다. 이들 운동방정식들 중 각운동량(angular momentum)에 관계하는 식은 연속 방정식과 상태 방정식 그리고 토크 평형식의 축 방향 성분이다.

$i$  번째 회전 요소에 대해 이들 식을 정리하면 다음과 같다.<sup>6)</sup>

$$\int_{CV(i)} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{CS(i)} (\mathbf{n} \cdot \mathbf{u}) \rho dS = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\Omega_i}{dt} \int_{CV(i)} r^2 \rho dV + \int_{CV(i)} \frac{\partial u_\phi}{\partial t} r \rho dV \\ + \int_{CV(i)} \frac{\partial \rho}{\partial t} (r\Omega_i + u_\phi) r dV \\ = T_{CS(i)} - \int_{CS(i)} (\mathbf{n} \cdot \mathbf{u})(ru_\phi + \Omega_i r^2) \rho dS \end{aligned} \quad (2)$$

$$\rho = \rho(T^o), \quad T^o = T^o(t) \quad (3)$$

식(2)에서  $T_{CS(i)}$ 는 회전 요소의 검사 표면을 통해 입력되는  $i_z$  방향의 토크,  $\mathbf{u}$ 는 회전 요소 좌표계  $E(i)$ 에 대한 유체의 상대 속도 벡터를 의미한다. 본 연구에서 사용한 오일은 기준 온도  $T^o = 4^\circ C$ 에서  $\rho = 873.2 kg/m^3$ 를 가지며, 밀도 변화율은  $d\rho/dT^o = -0.6419$ 의 특성을 갖는다.

## 2.2 토크 평형식의 근사화

식(2)의 3차원 적분식을 근사화 하기 위하여 먼저 Fig. 2의 요소선 좌표계  $\delta - \theta$ 를 고려한다. 요소선은 토러스 단면에서 정의되며 유도 깃의 셸과 코어 축 윤곽선을 등분하는 점들(=  $P_s, P_c$ )을 이은 선분이다. 또한 요소선에 의해 결정되는 유동 단면적을 이분하는 점,  $P_d$ 의 연속적인 곡선을 평균유선(design path)으로 정의한다.<sup>9)</sup> 평균유선은 토크 컨버터의 형상을 표현하는 기준 곡선이다.

Fig. 2에서  $P_s, P_c, P_d$ 의 축 반경을  $r_s, r_c, r_d$ 라 하고 토러스 단면에서의 평균유선의 미소 길이를  $ds_d$ 라 할 때,  $r_d$  및 평균유선 상의 3차원 유도 깃의 각도  $a_d$ 는 다음에 의해 결정된다.<sup>9)</sup>

$$\begin{cases} r_d^2 \equiv \frac{1}{A_F} \int_S r^2 dS = \frac{r_s^2 + r_c^2}{2} \\ \tan a_d = \frac{r_d d\phi}{ds_d} \end{cases} \quad (4)$$

요소선을 따라 코어에서 셸 쪽으로 향하는 기

저벡터를  $i_\delta$ 로 정의하고 요소선에 수직이며 정 방향 토러스 유동 방향의 기저벡터를  $i_\theta$ 로 정의 한다. 이때, Fig. 2의 임의의 요소선에 의해 결정 되는 임의의 유동 단면  $S$ 의 유동 단면적  $A_F$ 와 단면  $S$ 를 흐르는 유량  $Q$ 는 식(5)와 같이 정의할 수 있다.

$$Q = \int_S u_\theta dS, \quad A_F \equiv \int_S dS \quad (5)$$

Fig. 2의 임의의 요소선 상의 유동 단면에서 토 크 평형식 (2)의 정상 상태 항은  $dS$ 에 대한 중간 값 정리에 의해 식(6)과 같이 정리될 수 있다.

$$\int_S u_\theta (ru_\phi + \Omega r^2) \rho dS = \bar{u}_\theta \{ \bar{r} \bar{u}_\phi + \Omega (\bar{r})^2 \} \bar{\rho} A_F \quad (6)$$

$$\text{where, } \bar{u}_\theta = \bar{u}_\theta(\bar{r}, \bar{\phi}), \quad \bar{u}_\phi = \bar{u}_\phi(\bar{r}, \bar{\phi}) \\ \bar{\rho} = \bar{\rho}(\bar{r}, \bar{\phi}), \quad \bar{\phi} = \bar{\phi}(\bar{r})$$

식(6)은 명백한 수학적 개념을 바탕으로 성립 하므로 대표 좌표값  $(\bar{r}, \bar{\phi})$ 은 Fig. 3의 유동 단면 에 실제로 존재하는 값이라 할 수 있다. 식(6)에 의해 결정되는 등가 변수들  $\bar{r}, \bar{u}_\theta, \bar{u}_\phi, \bar{\rho}$  등은 그 구체적인 값을 유일하게 결정하기 어렵고, 토 크 컨버터의 작동상태가 변함에 따라 그 값 또한 다양하게 변화하기 때문에 해석 및 설계 방법에 직접적으로 사용하기 어렵다. 설계 및 동역학적 해석시에는 식(4)로 정의되는 평균유선(design path) 개념을 많이 이용하므로, 식(6)부터 이러한 개념 을 도출하기로 한다. 이를 위하여 식(6)의 각 항 에  $r^2 dS$ 에 대한 중간값 정리를 적용한다.

$$\begin{cases} \int_S u_\theta u_\phi r dS = \left( \frac{u_\phi}{r} \right)^* \int_S u_\theta r^2 dS \\ \int_S u_\theta r^2 dS = u_\theta^* \int_S r^2 dS = u_\theta^* r_d^2 A_F \end{cases} \quad (7)$$

위의 식으로부터  $u_\theta^*$ 는 단면  $S$ 상의 유동장 내 에 언제나 존재하는 값이나  $(u_\phi/r)^*$ 의 값은 유동 장 내에 존재하지 않을 수 있는 값을 알 수 있 다. 또한 식(7)부터 단면  $S$ 에서  $u_\theta$ 와  $u_\phi/r$ 가 일 정한 값으로 분포하면 3차원 유동은 식(4)로 정

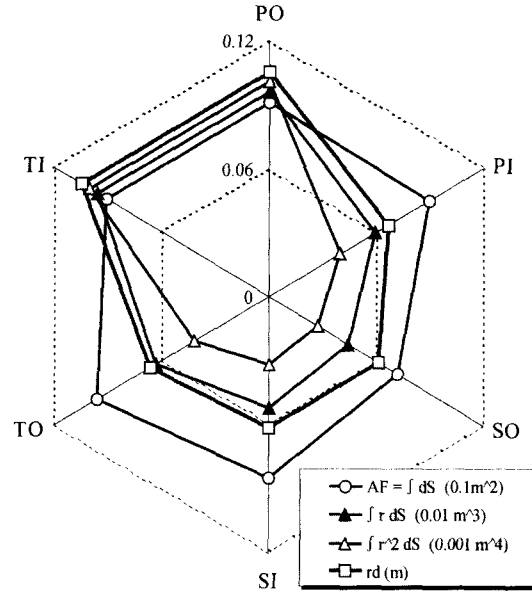


Fig. 4 Distribution of  $r_d, A_F, \int_S r dS, \int_S r^2 dS$  at the inlet and outlet of rotating elements

의된 평균유선 상을 흐르는 1차원 유동으로 표현 될 수 있음을 확인할 수 있다. Fig. 4는 본 연구 대 상 토 크 컨버터의 형상 데이터를 분석하여 식(4) 와 (5)에서 정의한  $r_d, A_F$ 와 식(7)에서 고려한 1 차, 2차 area moment의 양을 회전 요소의 입 출구 에 대해 도기한 것이다.

다음으로 등가 유량  $Q^*$ 와 등가 유동각도  $a^*$ 를 다음과 같이 정의한다.

$$Q^* = u_\theta^* A_F, \quad \tan a^* = \left( \frac{u_\phi}{r} \right)^* \left( \frac{r_d}{u_\theta^*} \right) \quad (8)$$

식(7)과 (8)로부터  $(u_\phi/r)^* = (\tan a^*/r_d) u_\theta^*$ 의 관계를 확인할 수 있으므로, 임의의 요소선을 따 라  $\tan a/r$ 가 일정하도록 유도 길의 각도 분포를 결정짓는 강제와류이론(forced vortex theorem)은 결국 단면  $S$ 에서  $u_\theta$ 와  $u_\phi/r$ 가 일정한 값으로 분 포하게 하기 위함임을 알 수 있다. Fig. 5는 본 연 구 대상 토 크 컨버터의 형상 데이터를 분석하여 터빈 날개의 각도와  $\tan a/r$ 의 값을 도기한 것이 다. 결과를 통해 전체적인 각도 분포가 균일하며

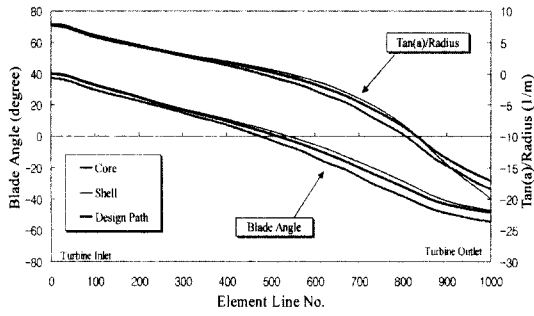


Fig. 5 Blade angle and  $\frac{\tan \alpha}{r}$  of turbine

요소선 상의 유동각도 결정에 있어 강제와류이론이 어느 정도 적용되었음을 알 수 있다.

토크 컨버터 오일의 출구 온도를  $T^{out}$ 이라고 그때의 오일 밀도를  $\rho_{out} (= \rho(T^{out}))$ 이라 할 때, 단면 S에서의 유동각 보정계수  $\Gamma_a$ , 유량 보정계수  $\Gamma_Q$ , 밀도 보정계수  $\Gamma_\rho$  등을 다음과 같이 정의한다.

$$\Gamma_a \equiv \frac{\tan a^*}{\tan a_d}, \quad \Gamma_Q \equiv \frac{Q^*}{Q}, \quad \Gamma_\rho \equiv \frac{\rho}{\rho_{out}} \quad (9)$$

식(7)~(9)을 이용하여 유동 단면 S에서의 토크  $T_s$ 를 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{cases} T_s = \int_S u_\theta (r u_\phi + \Omega r^2) \rho dS = \rho_{out} Q h \\ h = \Gamma_\rho \Gamma_Q r_d \left( \Gamma_a \Gamma_Q \frac{\tan a_d}{A_F} Q + r_d \Omega \right) \end{cases} \quad (10)$$

식(2)의 전체 검사 표면에 작용하는 토크  $T_{CS(i)}$ 는 유동장에 접하는 표면에서 작용하는 토크  $T_{\mu,i}$ 와 회전축을 통해 작용하는 토크  $T_i$ 로 분류될 수 있다. 특히 유동장의 점성 토크  $T_{\mu,i}$ 는 오일 점도에 의해 발생되며 셸 외측, 코어 내측 및 토러스 유동 단면에 작용한다.

인접한 두 회전 요소 사이의 간극에서는 Fig. 6과 같이 유량 및 각운동량의 교환이 이루어진다고 생각할 수 있다. 유량 전달 효율  $\eta_{Q,i}$ 와 각운동량 전달 효율  $\eta_{h,i}$ 를 다음과 같이 정의한다.(여기서  $i=1 \sim 3$ )

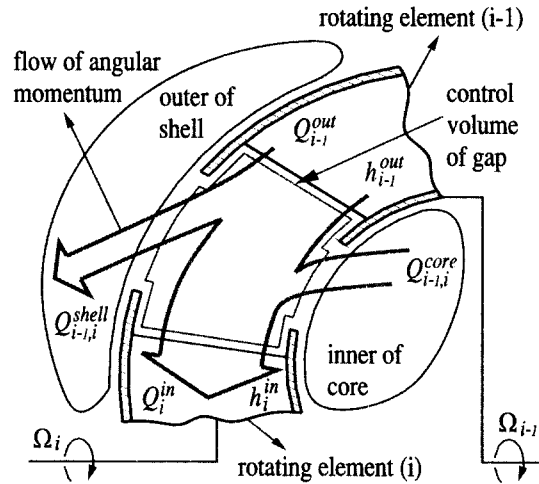


Fig. 6 Concept of momentum exchange in gap

$$\eta_{Q,i} = \frac{Q_i^{in}}{Q_{i-1}^{out}}, \quad \eta_{h,i} = \frac{\rho_{out} (Qh)_i^{in} + T_{\mu,i}}{\rho_{out} (Qh)_{i-1}^{out}} \quad (11)$$

### 2.3 정상상태 성능 모델

동력 전달 축이 등속으로 회전하고 토크 컨버터 내부의 오일 온도 분포가 일정하게 유지되는 정상 상태를 고려한다. 이런 경우 회전 요소 내부의 입출구 유량은 같게 된다. ( $Q_i^{in} = Q_i^{out}$ ) 대표 유량  $Q (= Q_1^{out})$ 와 다음과 같은 정의되는 변수와 파라미터를 이용하여,

$$\alpha_i^{out} = (\Gamma_\rho \Gamma_a \Gamma_Q^2)_i^{out}, \quad \beta_i^{out} = (\Gamma_\rho \Gamma_Q)_i^{out} \quad (12)$$

임펠러와 터빈의 정상 상태에 대한 토크 평형식을 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{T_1}{\rho_{out} Q} = & \left\{ (\beta r_d^2)_1^{out} \Omega_1 - \frac{\eta_{h,1}}{\eta_{Q,1}} (\beta r_d^2)_3^{out} \Omega_3 \right\} \\ & + Q \left\{ \left( \frac{ar_d \tan a}{A_F} \right)_1^{out} - \frac{\eta_{h,1}}{\eta_{Q,1}^2} \left( \frac{ar_d \tan a}{A_F} \right)_3^{out} \right\} \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \frac{T_2}{\rho_{out} Q} = & \left\{ \eta_{Q,2} (\beta r_d^2)_2^{out} \Omega_2 - \eta_{h,2} (\beta r_d^2)_1^{out} \Omega_1 \right\} \\ & + Q \left\{ \eta_{Q,2}^2 \left( \frac{ar_d \tan a}{A_F} \right)_2^{out} - \eta_{h,2} \left( \frac{ar_d \tan a}{A_F} \right)_1^{out} \right\} \end{aligned} \quad (14)$$

토크 컨버터의 정상 상태에서의 성능은 속도

비  $\omega_r = \Omega_2 / \Omega_1$  과 토크비  $t_r = -T_2 / T_1$  그리고 용량계수  $C_{tc} = T_1 / \Omega_1^2$  로 표현되는데, 식(13), 식(14)를 이용하여 이들 성능 변수들을 표현하면 다음과 같다.(여기서  $c_{tc}$ 는 무차원 용량계수를 의미하며, 상수  $c_1 \sim c_7$ 은 설계 데이터로부터 계산된 상수이다.)

$$c_{tc} = \frac{C_{tc}}{\rho c_6} = -q^2 \left( \frac{\eta_{h,1}}{\eta_{Q,1}} a_3^{out} c_3 - a_1^{out} c_1 \right) + q \left( \beta_1^{out} - \frac{\eta_{h,1}}{\eta_{Q,1}} \beta_3^{out} c_5 \frac{\Omega_3}{\Omega_1} \right) \quad (15)$$

$$t_r = \left\{ q \left( \eta_{h,2} a_1^{out} c_1 - \eta_{Q,2} a_2^{out} c_2 \right) + \left( \eta_{h,2} \beta_1^{out} - \eta_{Q,2} \beta_2^{out} c_4 \omega_r \right) \right\} \div \left\{ q \left( a_1^{out} c_1 - \frac{\eta_{h,1}}{\eta_{Q,1}} a_3^{out} c_3 \right) + \left( \beta_1^{out} - \frac{\eta_{h,1}}{\eta_{Q,1}} \beta_3^{out} c_5 \frac{\Omega_3}{\Omega_1} \right) \right\} \quad (16)$$

### 3. 토크 컨버터의 성능 분석

#### 3.1 토크 컨버터 성능 실험

토크 컨버터의 오일 온도 변화에 의한 성능 영향도를 평가하기 위하여 토크 컨버터의 등속 상태에 대한 성능 실험을 실시하였다. 실험은 입력 속도를 일정하게 유지하는 방법과 입력 토크를 일정하게 유지하는 방법으로 분류할 수 있는데, 토크 컨버터의 오일 온도를 일정한 값으로 정밀하게 유지할 수 없기 때문에, 입력 토크 제어 방식의 경우에는 오일 온도의 변화에 의해 임펠러의 회전 속도가 증감하게 되고 입력 속도 제어 방식의 경우에는 입력 토크의 값이 변하게 된다. 입력 축이 가감속하는 경우에는 그에 따른 관성력이 측정된 토크 값의 오차로 포함될 수 있으므로 본 실험에서는 실험 오차를 줄이기 위하여 입력 속도 제어 방식을 사용하였다.

Fig. 7은 성능 실험 결과로서, 용량 계수  $C_{tc}$ 와 토크비  $t_r$  그리고 식(15)로 정의된 무차원 용량 계수  $c_{tc}$ 를 나타내고 있다.

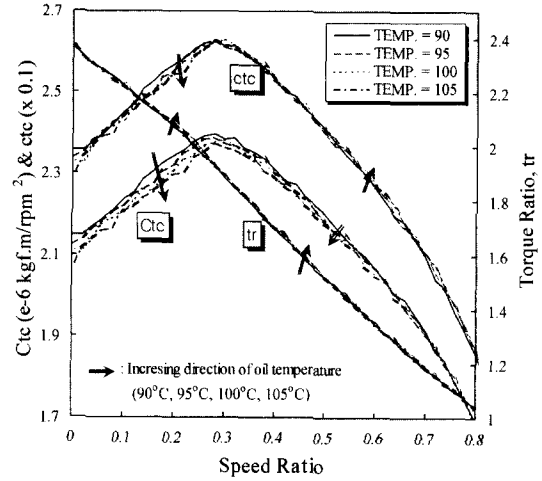


Fig. 7 Steady state performance of torque converter under the various oil temperature(input speed=2200rpm, inlet oil temp.=80°C)

Fig. 7의 실험 결과를 통해 오일 온도가 상승하면 토크비  $t_r$ 은 약간 증가함을 알 수 있는데, 토크비의 증감은 곧 효율의 증감을 의미하므로 Fig. 7의 토크비의 변화 양상은 효율의 관점에서 분석될 수 있다. 즉 임펠러와 터빈의 회전 속도가 일정하게 유지될 때 오일의 온도가 상승하면 오일 점도가 낮아져 손실되는 동력이 줄게되므로 내부 유동량이 증가하게 되고 기계적 효율이 높아지게 된다.

또한 Fig. 7에서 오일 온도가 상승하면 용량 계수  $C_{tc}$ 는 전 영역에서 그 크기가 감소하는 반면에 무차원 용량 계수  $c_{tc}$ 는 그 변동량이  $C_{tc}$ 의 변동량에 비해 작으며 그 변동 방향도 일관적이지 않음을 알 수 있다. 무차원 용량 계수  $c_{tc}$ 는 오일 밀도의 영향을 배제한 양이므로 온도 상승에 따라 용량계수  $C_{tc}$ 가 감소하는 것은 온도 변화에 따른 오일 밀도의 변화가 주요 원인임을 알 수 있다. 따라서 토크 컨버터의 성능 분석시에는 이러한 오일 밀도의 영향을 배제시킨 무차원 용량 계수  $c_{tc}$ 를 이용하여야 함을 알 수 있다.

다음으로는 토크 컨버터의 입력 속도를 변화시켜가며 성능을 측정하였다. 속도별 실험시 오

Table 1 Condition of oil temperature and input speed

Input Speed (rpm)	500	1000	1500	2000	2200	2500
In Temp. (°C)	41	50	54	70	80	80
Out Temp. (°C)	40	50	55	70	90	90

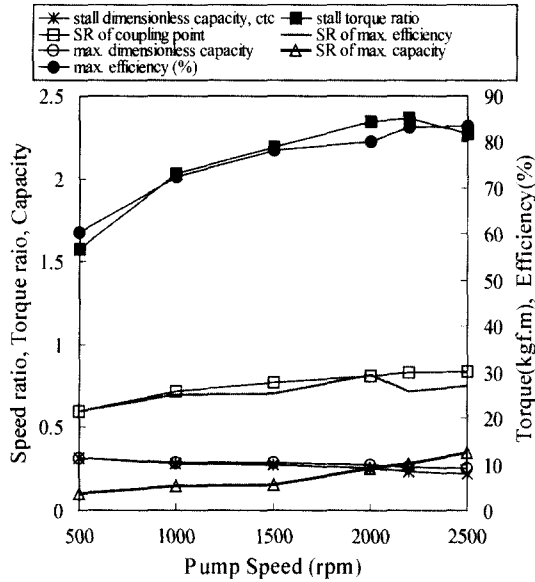


Fig. 8 Steady state performance of torque converter under various input speed

일 온도 조건은 Table 1과 같다.

Fig. 8은 Table 1의 조건에 의해 실시한 실험 결과를 나타내고 있다.

Fig. 8로부터 펌프의 속도가 증가할 때 용량계수  $c_{tc}$ 만 감소하는 경향을 보이고, 스톨 토크비, 최대 효율, 커플링 점, 최대 용량계수 점, 최대 효율점 등은 모두 증가하는 경향을 보인다. 이러한 결과는 식 (15), (16)의 무차원 유량  $q$ 가 변화하기 때문에 나타나는 현상이 아니라, 보정계수  $\alpha$ ,  $\beta$  등의 파라미터들이 입력 속도에 따라 변하기 때문에 나타나는 현상이다. 즉 이러한 결과에 의해 토크 컨버터의 성능을 정확히 예측하고 분석하기 위해서는 보정계수  $\alpha$ ,  $\beta$ 의 변화 양상을 파악하여야 함을 알 수 있다.

### 3.2 토크 컨버터 유동장 분석

토크 컨버터 내부 유동을 자세히 관찰하기 위하여 3D 난류 유동해석을 수행하였다. 쉘 외부와 코어 내부에서의 유동의 영향은 무시하였고, 펌프 속도가 2000rpm의 등온 조건에 대해 분석하였다. Fig. 9는 해석을 통해 얻은 토크 컨버터 내부의 압력분포를 나타내고 있다.

Fig. 10은 CFD 해석을 통해 얻은 무차원 용량계수  $c_{tc}$ , 토크비  $t_r$ , 무차원 유량  $q$ 와 성능 실험 결과를 비교하여 나타내고 있다.

Fig. 10의 결과를 통해 CFD 해석 결과와 실험 결과가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 속도비

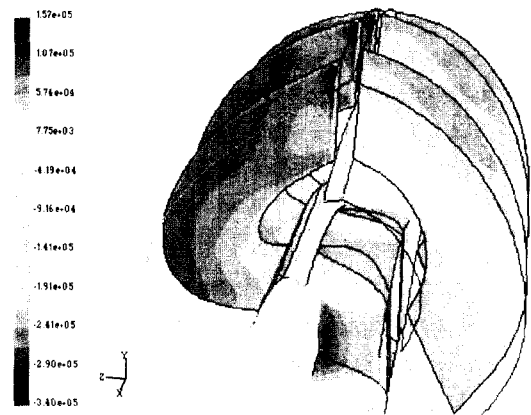


Fig. 9 CFD analysis of torque converter

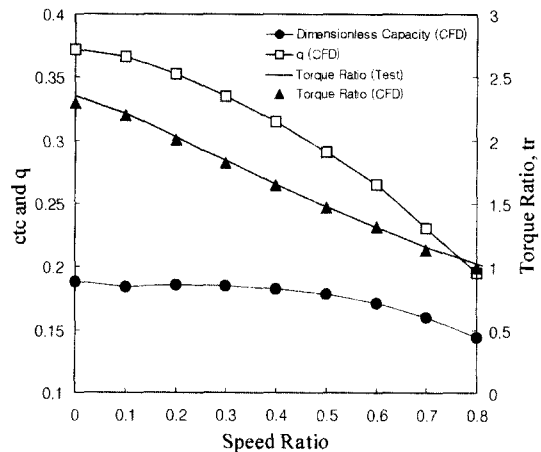


Fig. 10 Results of CFD Analysis :  $c_{tc}$ ,  $q$  and  $t_r$



$\omega_r$ 이 감소하며 스톨 상태점으로 다가갈 때 무차원 유량  $q$ 는 그 증가율이 둔화되어가고 무차원 용량계수  $c_{tc}$ 는 최대값을 보인 후 감소하는 추세를 보이고 있다. Fig. 11은 유동 해석 결과를 이용하여 식(12)로 정의된 보정계수  $\beta(=\Gamma_Q)$ 의 값을 도시한 것이다.

Fig. 11의 결과에서  $\beta$ 이 1보다 크다는 것은 식(12)와 식(7)의 의미를 고려할 때  $u_\theta$ 의 속도 분포가 반경이 큰 쪽으로 치우쳐 있음을 뜻하는 것이다. 펌프 출구와 터빈 입구에서는 유동의 흐름이 평균유선(design path)보다 반경이 큰 쪽으로 치우쳐 있으며, 펌프 입구에서는 반경이 작은 쪽으로 치우쳐 있음을 알 수 있다. 또한 나머지 단면에서는 그 흐름 반경이 속도비에 따라 크게 변화함을 알 수 있다. 스테이터 출구와 펌프 입구 그리고 터빈 출구와 스테이터 입구 사이에는 상당한 간격의 간극이 존재하는데, Fig. 11의 결과로부터 이러한 간극을 통과하는 유체는 그 흐름 반경의 변화량이 심함을 알 수 있다.

Fig. 12는 유동 해석 결과를 이용하여 식(12)로 정의된 보정계수  $\alpha(=\Gamma_a \Gamma_Q^2)$ 의 값을 도시한 것이다.

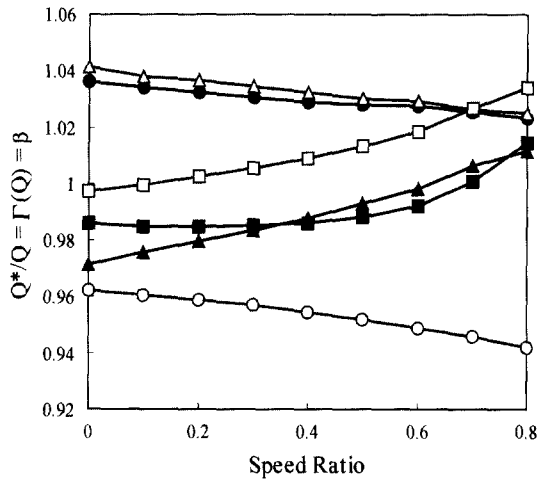


Fig. 11 Correction factors  $\Gamma_Q(=\beta)$ , which determined from CFD analysis, at the inlet and outlet of rotation elements

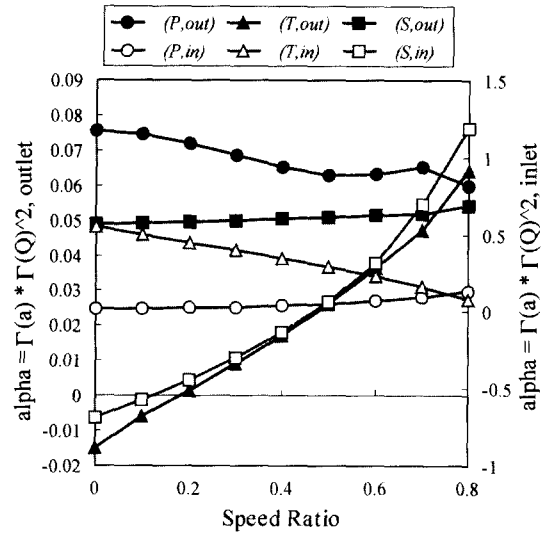


Fig. 12 Correction factors  $\alpha$ , which determined from CFD analysis, at the inlet and outlet of rotation elements

Fig. 12의 결과를 통해 세 회전 요소의 유동 각도에 관계하는 보정계수  $\alpha$ 는 1 이하의 값이고, 펌프 출구와 스테이터 출구에서의 유동 각도는 속도비에 대해 그다지 큰 변화를 보이지 않으며, 터빈 출구에서는 큰 폭으로 변하고 있음을 알 수 있다.

### 3.3 변동 파라미터 민감도 분석

식(15), (16)에서 용량계수  $c_{tc}$ 와 토크비  $t_r$ 은 속도비  $\omega_r$ 과 무차원 유량  $q$ 에 대한 함수라고 생각할 수 있다. 이 두 식에서  $q$ 를 소거한 후, 토크 증대 영역에 대한 식으로 정리하면 다음 식과 같은 결과를 얻을 수 있다. (여기서,  $\bar{\beta}_2^{out} = \eta_{Q,2} \beta_2^{out}$ ,  $\bar{\alpha}_2^{out} = \eta_{Q,2}^2 \alpha_2^{out}$ ,  $\bar{\alpha}_3^{out} = \eta_{h,1} / \eta_{Q,1}^2 \alpha_3^{out}$  를 의미한다.)

$$q = \frac{\beta_1^{out}(t_r - \eta_{h,2}) + \bar{\beta}_2^{out} c_4 \omega_r}{(\bar{\alpha}_3^{out} c_3 t_r - \bar{\alpha}_2^{out} c_2) - \alpha_1^{out} c_1 (t_r - \eta_{h,2})} \quad (17)$$

$$c_{tc} = \frac{\beta_1^{out}(t_r - \eta_{h,2}) + \bar{\beta}_2^{out} c_4 \omega_r}{\left\{ (\bar{\alpha}_3^{out} c_3 t_r - \bar{\alpha}_2^{out} c_2) - \alpha_1^{out} c_1 (t_r - \eta_{h,2}) \right\}^2} \times \left\{ \beta_1^{out} (\eta_{h,2} \bar{\alpha}_3^{out} c_3 - \bar{\alpha}_2^{out} c_2) - \frac{\bar{\beta}_2^{out}}{\beta_2^{out}} (\bar{\alpha}_3^{out} c_3 - \alpha_1^{out} c_1) c_4 \omega_r \right\} \quad (18)$$

토크 컨버터의 성능을 변경하고자 할 때 흔히

게 접하는 경우로서, 토크비는 만족스러우나 용량계수가 너무 크거나 작아 용량계수만 증감시키고자 하는 경우를 고려한다. 식(18)은 용량계수가 토크비와 속도비 그리고 파라미터들로만 표현되므로 에너지 손실 항에 관계하는 유량과 무관하게 표현되어 있으므로 이식을 이용하여 파라미터들의 성능 민감도를 분석할 수 있다. 식(18)의 파라미터를 Table 2와 같이 다섯 가지 경우로 변화시켰을 때 Fig. 13은 무차원 유량과 무차원 용량계수의 변동량을 나타내고 있다.

Fig. 13의 결과를 통해 토크비를 일정하게 유지시키면서 용량계수를 감소시키기 위해서는 Table 2의 파라미터를 모두 감소시켜야 하며, 그 중 큰 영향을 미치는 파라미터는 case 3의  $\alpha_3^{out}$ 과 case 5의  $\alpha_1^{out}$ 임을 알 수 있다. 실제 설계과정에서 임펠러와 스테이터의 출구각도는 설계 형상 데이터 값에 보정계수를 곱하여 산출하고 있으며

Table 2 Condition of sensitivity analysis

Case no.	Parameter	Increment (%)
1	$\beta_1^{out}$	10
2	$\beta_2^{out}$	10
3	$\alpha_3^{out}$	10
4	$\alpha_2^{out}$	10
5	$\alpha_1^{out}$	10

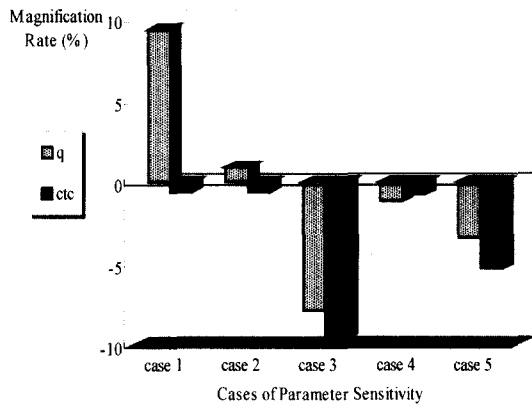


Fig. 13 Sensitivity of equivalent parameters

Fig. 13의 결과는 그 내용을 설명하고 있다.

#### 4. 결론

본 논문에서 고찰한 연구 내용 및 결론을 요약하면 다음과 같다.

1) 토크 컨버터의 성능 변수(속도비에 따른 토크비 및 용량계수)에 대한 이론식을 정립하기 위하여 오일 온도를 포함하는 토러스 유동장에 대해 상세한 동적 모델을 제시하였다. 구체적으로 오일 밀도를 오일 온도의 함수로 고려하여, 같은 입력 속도에서 오일 온도가 변할 때 나타나는 출력 성능의 변화를 이론적 모델로 설명하였고 등속 실험을 통해 증명하였다.

2) 토러스 유동장의 구체적인 유동 결과로 결정되는 3차원 적분 형태의 기본적인 운동방정식을 정리하였고, 이 식들에 유동장에 대한 중간값 정리를 적용하여 대수 방정식 형태의 운동 방정식을 제시하였다. 이 과정에서 유동장의 거동으로 정의될 수 있는 변수 및 보정 계수들을 정의하였는데, 특히 간극에서의 유동량 전달 효율과 각 운동량 전달 효율의 개념을 고안하여 이론적인 근사 모델의 신뢰성을 높였으며, 평균유선과 강제와류이론의 이론적 개념을 제시하였다.

3) 제시된 이론 모델을 이용하여 성능 변수들(토크비 및 용량계수)에 대한 결정식을 제시하였다. 또한 입력 속도별 성능 실험을 실시하여 출력 성능이 입력 속도에 의해서 크게 변화함을 알 수 있었다. 이러한 실험 결과를 통해 제시된 이론 모델의 파라미터가 상수가 아니라 작동 상태에 따라 변화하는 값을 알 수 있었다. 구체적으로는, 속도비  $\omega_r$ 이 감소하며 스톨 상태점으로 다가갈 때 무차원 유량  $q$ 는 그 증가율이 둔화되어 가고 무차원 용량계수  $c_{te}$ 는 최대값을 보인 후 감소하는 추세를 보이고 있음을 알 수 있었다.

4) 3차원 난류 유동의 CFD 해석을 수행하여 토크 컨버터 내부 유동장의 거동을 분석하였다. 성능 실험과의 비교를 통해 그 경향이 일치함을 확인하였고, 유동장의 속도 분포를 이용하여 등

가 모델의 보정계수들의 값을 결정하였다.

5) 속도비에 따른 보정계수의 변화도를 분석하여, 펌프 출구와 터빈 입구에서는 유동의 흐름이 평균유선보다 반경이 큰 쪽으로 치우쳐있으며, 펌프 입구에서는 반경이 작은 쪽으로 치우쳐있음을 알 수 있었다. 또한 나머지 단면에서는 그 흐름 반경이 속도비에 따라 크게 변화함을 알 수 있다. 또한 세 회전 요소의 유동 각도에 관계하는 보정계수  $a$ 는 1보다 작은 값을 가짐을 알 수 있었다. 또한 펌프 출구와 스테이터 출구에서의 유동 각도는 속도비에 대해 그다지 큰 변화를 보이지 않고 있으나 터빈 출구에서는 큰 폭으로 변하고 있음을 알 수 있다.

6) 성능 파라미터의 용량계수에 미치는 민감도를 분석하여, 큰 영향을 미치는 파라미터는 스테이터 출구각에 관계하는 보정계수  $a_3^{out}$ 과 펌프 출구각에 관계하는  $a_1^{out}$ 임을 알 수 있었다.

## 후 기

이 논문은 1999년도 한국학술진흥재단의 연구비에 의하여 연구되었음.(KRF-99-003-E00072 E1109)

## 참 고 문 헌

1) T. Ishihara, R. I. Emori, "Torque Converter as

a vibration Damper and Its Transient Characteristics," SAE 660368, 1966.

2) Design Practices, "Passenger Car Automatic Transmission," Third Edition, SAE-18, SAE, 1994.

3) D. Hrovat, W. E. Tobler, "Bond Graph Modeling and Computer Simulation of Automotive Torque Converter," J. of Franklin Institute, Vol.391, No. 1/2, pp.93-114, 1985.

4) R. R. By, J. E. Mahoney, "Technology Needs for the Automotive Torque Converter-Part 1 : Internal Flow, Blade Design and Performance," SAE 880482, 1988.

5) T. Ishihara, "An Experimental Analysis of Fluid Flow in a Torque Converter," SAE 830571, 1983.

6) 임원식, "토크 컨버터의 해석/설계와 자동 변속장치의 동특성에 관한 연구," 서울 대학교 공학박사 학위 논문, 1995.

7) H. Watanabe, T. Kurahashi, M. Kojima, "Flow Visualization and Measurement of Torque Converter Stator Blades Using a Laser Sheet Lighting Method and a Laser Doppler Velocimeter," SAE 970680.

8) T. Ishihara, Selected Papers on Automatic Power Transmission, pp.46-55, 1985.

9) 임원식, "토크 컨버터의 형상 분석," 자동차 공학회 논문집, 제5권 제5호, 1997.

10) 장욱진, 임원식, 이장무, "등가 성능 모델을 이용한 토크 컨버터의 기초 설계에 관한 연구," 대한기계학회논문집(A), 제21권 제3호, pp. 369-377, 1997.