

자동차용 토크 컨버터의 수치해석적 연구(Part II) - 날개각과 성능 -

A Numerical Study on the Automotive Torque Converter(Part II) - Blade Angles and Performances-

박 재 인*, 조 강 래**
J. I. Park, K. R. Cho

ABSTRACT

The situation frequently occurs in which the input torque capacity of the torque converter should be changed. It is known that the modification of the outlet blade angles of the torque converter elements is suitable for such situation with the outer diameter of flow path of the converter maintained. But so far it has been difficult to predict correctly the converter characteristics as well as the effect of outlet angles on torque capacity in the past numerical methods. In the present numerical method introducing the interrow mixing planes, the torque capacity was satisfactorily estimated and it was shown that the torque capacity could be effectively changed by modifying the outlet blade angles of pump and stator.

주요기술용어 : Torque Converter(토크 컨버터), Blade Angles(날개각), Performances(성능), Torque Ratio(토크비), Torque Capacity(토크용량), Numerical Analysis(수치해석), One-dimensional Analysis(일차원 해석)

기 호 설 명

C_p : 정압계수
 D_j^i : 형상계수
 e : 속도비
 J : 제어체적
 k : 난류운동에너지

M_{ele} : 토크 컨버터 각 요소의 깃수
 m : 전연으로부터의 거리
 m_o : 전연에서 후연까지의 거리
 N_{ele} : 토크 컨버터 각 요소의 회전속도
 p : 정압
 Q : 유량
 R_m : 연속방정식의 잔유량
 r, θ, z : 극좌표계의 축
 x_i : 직각좌표계의 축
 ξ_i : 좌표변환된 축

* 연세대학교 대학원 기계공학과
** 정회원, 연세대학교 기계공학과

- S : 제어면적
- \hat{S} : 제어면적의 방향벡터
- S_p : 생성항
- T : 토크
- Γ_p : 확산계수
- ϵ : 난류운동에너지 소산률
- ρ : 밀도
- ϕ : 유동변수

하첨자

- E, W, N, S, T, B : 격자점 P의 east, west, north, south, top, bottom에 해당하는 이웃격자
- 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 세 가지 요소로 구성되어 있다. 토크 컨버터의 입력축 토크용량은 유로의 외경치수가 정해지면 각 요소에 주어진 날개각도의 조합에 의해 결정된다. 그러나 원래의 설계시에 설정되었던 토크 컨버터 또는 엔진의 특성에 차이가 생겼을 때 또는 실속 회전속도 변경의 필요성이 발생했을 때 입력축 토크용량을 조정할 필요가 생긴다. 이와 같은 경우 효율, 실속 토크비 등에 대한 영향을 최소화하고 토크용량만을 바꾸기 위해 펌프 임펠러 또는 스테이터의 출구 날개각을 바꾸는 경우가 있다. 특히 펌프 출구각의 변화는 입력축 토크용량을 상당히 크게 조정할 수 있다. 일반적으로 입력축 토크용량은 펌프의 출구 날개각을 회전차와 같은 회전방향으로 기울게 하면 증가하고 실속 토크비는 약간 저하하며, 반면에 회전차의 회전방향과 반대방향으로 기울게 하면 입력축 토크용량은 감소하면서 실속 토크비는 약간 상승한다.

Jandasek¹⁾은 15년간 토크 컨버터의 실험적인 연구를 수행하여 많은 설계 데이터를 축적하였다. Jandasek은 펌프 출구각에 대한 실속점에서의 토크비 및 토크용량과의 관계를 포함한 속도비에 따른 토크비, 효율, 입력 회전속도, 토크용량에 관한

실험결과를 제시하였다.

Mercure²⁾는 자동차용 토크 컨버터에 대해 전반적인 고찰을 수행하였다. Mercure는 펌프 출구각을 수정함으로써 실속 K-factor(=펌프회전수/ $\sqrt{\text{펌프토크}}$)를 약 +15% 정도 조정할 수 있다고 하였다. 실속 K-factor가 250인 Bore-Warner사의 9.5 in 토크 컨버터의 펌프 출구각을 -45° 로 수정하였을 때 실속 K-factor는 290으로 상승하였으며, $+33^\circ$ 로 수정하였을 때는 217로 감소하였다. 또한 이러한 출구각의 변화를 깃줄구 부근에서 급격하게 주었을 때와 상류쪽에서부터 점진적으로 날개각을 주었을 때를 비교해 보면 급격하게 주었을 때는 약 3% 정도의 효율감소를 보였다.

Ishihara³⁾는 입력축 토크용량의 조정을 위한 회전차 출구각도의 수정은 미끄럼계수를 단위로서 생각하는 것이 편리하다고 밝혔다.

최근에는 전산유체역학적으로 토크 컨버터의 성능을 예측하고 내부유동장을 해석하기 위한 연구들이 활발하게 진행되고 있다. 예를 들어 Fujitani 등⁴⁾과 Abe 등⁵⁾의 연구가 있으나, 토크 컨버터의 유로는 토러스 형상이므로 그들의 연구와 같이 경계면 위치를 익렬의 상류와 하류로 임의로 연장하여 경계조건을 적용하기가 곤란하며, 토크용량의 예측에 있어서 정확하지 못하다는 문제가 있다. Cigarini 등⁶⁾은 토크용량까지 포함해서 좋은 결과를 예측하였으나 경계값을 주는데 실험치를 사용해야 한다는 문제가 있다. 이와 같이 경계면 또는 경계치상의 문제를 그대로 둔 채 토크 컨버터의 날개각 변화가 토크 컨버터의 성능에 미치는 영향을 예측하기에는 오차가 클 것으로 예상된다.

본 연구에서는 토크 컨버터의 날개각이 토크 컨버터의 성능에 미치는 영향을 연구한다. 이를 위해 토크 컨버터의 성능예측에 좋은 결과를 얻은 바 있는 저자들⁷⁾의 계산방법을 사용한다.

본 연구목적에 위해 어느 기준 토크 컨버터, 즉 기준 토크 컨버터의 세 개 요소가 갖는 날개각도의 조합을 기준으로 하여 펌프 임펠러와 터빈 회전차 및 스테이터의 입·출구 날개각이 실속 토크용량에 미치는 영향을 수치계산법에 의해 예측하고 이들 결과를 실험치와 비교하여 본 연구에 의한 수치계산방법의 타당성을 검증한다. 본 연구의 수치해석은 토크 컨버터의 유동장을 정상, 비압축

성, 난류유동이라는 가정아래 시간평균된 Navier-Stokes 방정식을 유한체적법을 이용하여 이산화하고 난류모델로서 표준 k-ε 모델을 적용하여 수행하였다.

2. 이 론

2.1 지배방정식

본 연구에서는 Peric⁸⁾이 제시한 이산화방법과 해석기법이 사용되었다. 복잡한 기하학적 형상을 갖는 토크 컨버터의 유동장 해석을 효과적으로 수행하기 위하여 경계면 밀착 좌표계가 도입되었다. 이 좌표계상에서의 연속방정식, 운동량방정식, 표준 k-ε 모델의 난류운동에너지방정식, 난류운동에너지소멸률방정식들은 변환함수 $\xi_i = \xi_i(x_j)$ 를 도입함으로써 다음과 같이 제시된다.

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

2.2 차분화 기법과 해석 알고리즘

지배방정식은 검사체적에 기초한 유한체적법(FVM)을 사용하여 이산화하였고 연속방정식과 운동량방정식은 Patankar⁹⁾가 제시한 SIMPLE 알고리즘에 의해 효과적으로 처리되었다. 격자계는 비엇갈림격자계를 사용하고 모든 종속변수들은 동일한 검사체적의 중심에서 평가하였다. 검사체적 중심에서 각 직교좌표방향으로 나타나는 속도성분에 대한 운동량방정식은 좌표변환함수와 운동량보간 방법을 통해 검사면상에서의 반변속도성분에 대한 운동량방정식으로 변환된다. 대류-확산항은 2차 정확도를 갖는 SOUCUP(second order upwind, central differencing and first order upwind Scheme)¹⁰⁾을 사용하여 처리하였다.

행렬식형태로 제시되는 이산화방정식의 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. 수렴 판정은 식(2)과 같이 질량유량의 변화량인 $error_m$

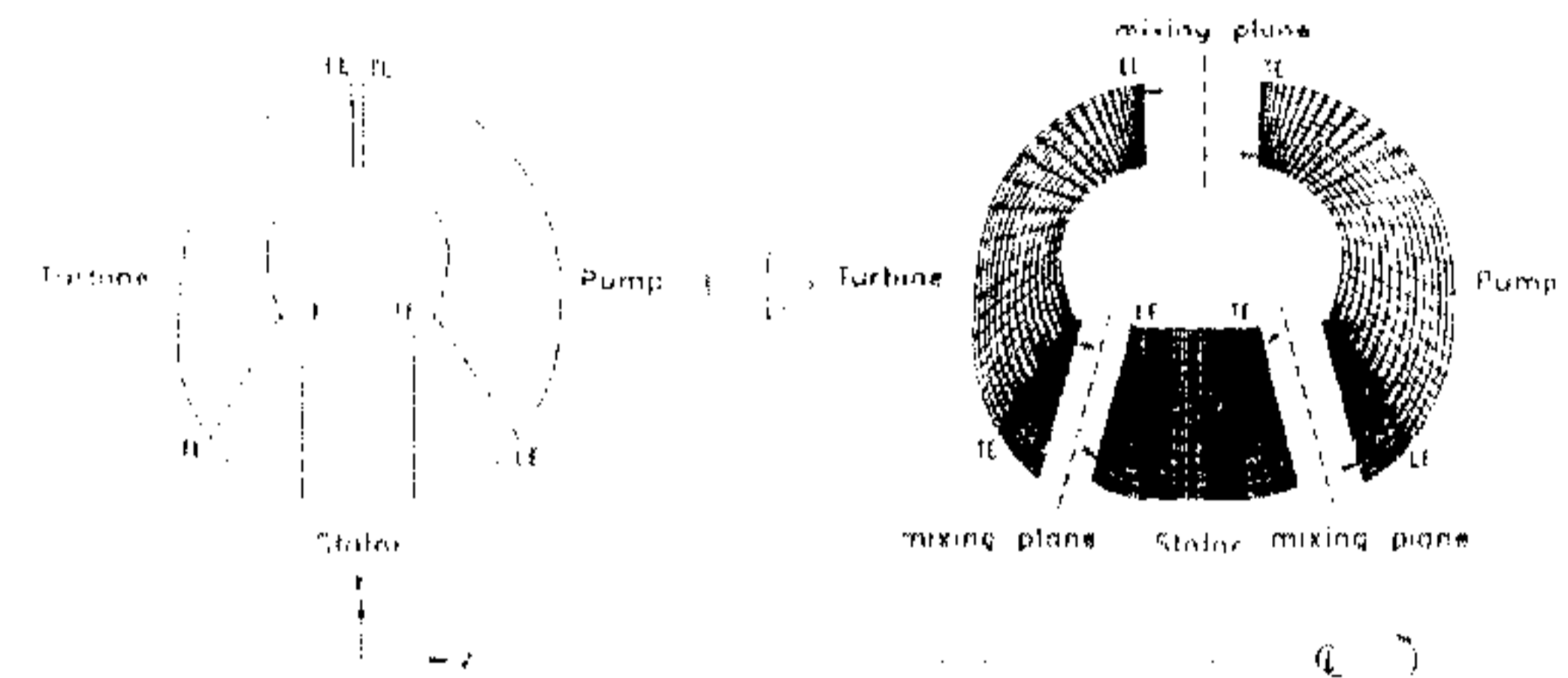
가 10^{-4} 보다 작을 때 수렴된 것으로 하였다.

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

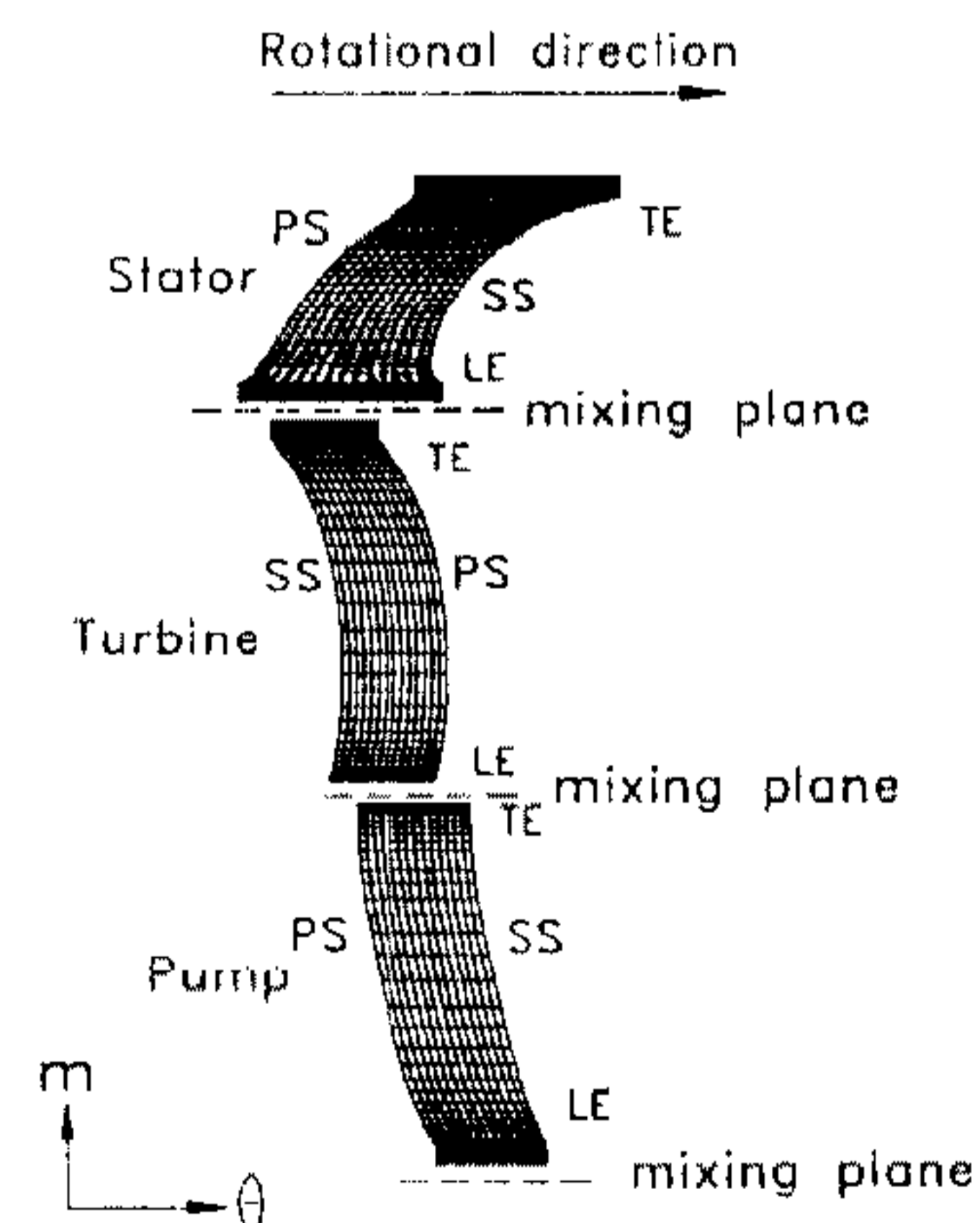
2.3 경계조건

토크 컨버터의 익면, 코어면과 셸면에서의 속도 성분에는 점착조건(no-slip condition)을 적용한다. 또한, 본 연구의 난류모델은 표준 k-ε 모델이므로 벽함수(wall function)을 사용하였다.

스테이터 출구와 펌프 입구 및 터빈 출구와 스테이터 입구 사이의 유로에는 주기조건(periodic condition)이 적용된다. 주기경계면에 대해서는 cyclic TDMA를 사용하여 주기경계조건을 암시적으로 처리하였다. 한편 펌프 출구와 터빈 입구사이의 간격은 일반적으로 대단히 작으므로 간격은 없는 것으로 하였다.



(a) View in r-z coordinate



(b) View in m-θ coordinate

Fig.1 Grid configuration for interrow mixing model

2.4 익렬간 혼합모델

본 연구는 토크 컨버터의 전체유로를 동시에 해석하기 위하여 저자들⁷⁾에 의해 제시된 토크 컨버터의 각 요소사이에 혼합면을 설치하는 방법을 적용하였다. 혼합면은 Fig.1에 표시된 바와 같이 토크 컨버터의 세 가지 요소사이(펌프/터빈, 터빈/스테이터, 스테이터/펌프)에 두었다. 펌프와 터빈 사이의 간격이 대단히 좁기 때문에 펌프 후연과 터빈 전연이 접한다고 보고 이 접촉면을 혼합면으로 택했다. 터빈과 스테이터, 스테이터와 펌프사이에는 상당한 공간이 있으므로 각각 익이 없는 영역의 중간위치에 혼합면을 설치하였다. 따라서 토크 컨버터의 세 요소 사이에 혼합면이 설치되는 본 연구의 해석법에서는 기존의 해석법과 달리 유일한 입력조건은 각 요소의 회전수뿐이고, 이것만으로 유동장 전체가 동시에 해석될 수 있다.

2.5 격자계와 수렴성

본 연구에서 대상으로 한 토크 컨버터의 외경은 모두 230mm이며 펌프, 터빈 및 스테이터의 깃수는 모두 각각 29, 31, 16개로 동일하다. 계산영역은 각 요소의 1피치이며, 격자형태는 H형을 사용하였다. 펌프, 터빈 및 스테이터에 대한 계산격자의 한 예를 Fig.2에 제시하였다. 토크 컨버터의 토러스(torus)면의 자오선방향 격자수는 총 157개(펌프 : 48, 터빈 : 48, 스테이터 : 61)로 하였다. 또한, 스펀방향과 회전방향 격자수는 벽함수 적용을 위해 익면 및 벽면으로부터 첫 번째 격자점의 위치에서 y^+ 가 30~50이 되도록 하였다. 이에 따른 스펀 방향의 격자수는 익렬간 혼합모델을 쉽게 적용할 수 있도록 토크 컨버터의 세 개 요소 모두에 대해 15개 또는 19개로 하였으며 회전방향 격자수도 세 개 요소 모두 15개 또는 19개로 하였다. 수치계산은 모든 작동조건에 거의 관계없이 약 1200번의 반복계산 후에 수렴되었으며, 1개의 속도비에 대한 소요 계산시간은 격자수에 따라 586PC(166MHz)에서 약 7~9시간 정도였다.⁷⁾

3. 결과 및 고찰

3.1 해석 토크 컨버터

토크 컨버터의 날개각이 성능변화에 미치는 영

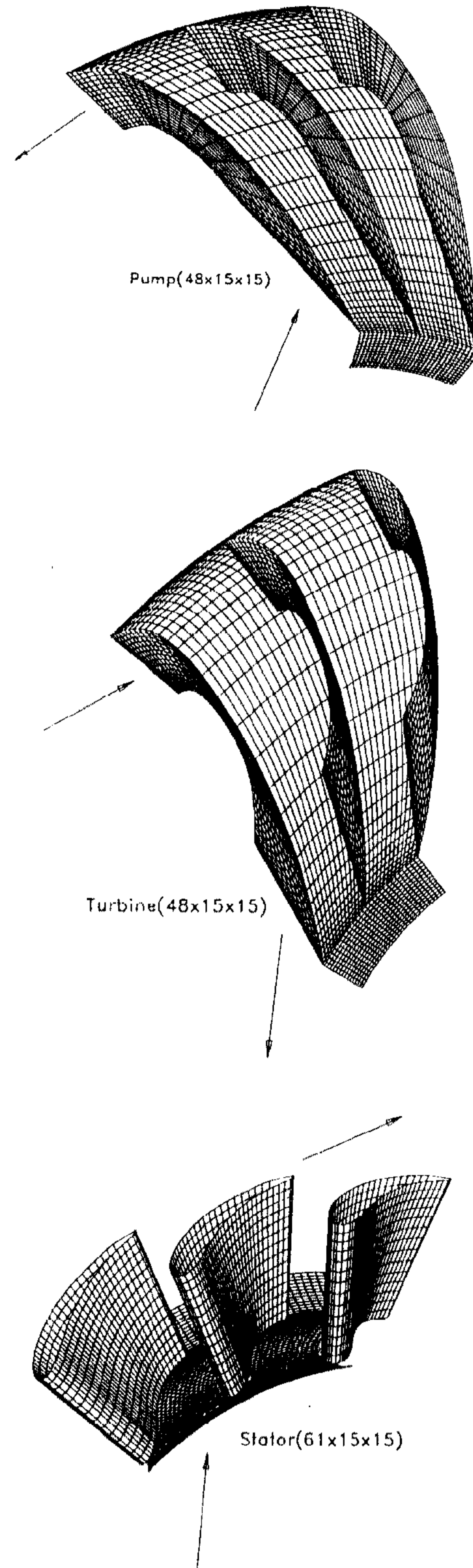


Fig.2 Computational grid of pump, turbine and stator

Table 1 Mean dimensions and blade angles at inlet/outlet of torque converters

	Element	A	B	C	D
Inlet angle (degree)	Pump	38.48	38.48	38.48	38.48
	Turbine	-30.37	-30.37	-30.37	-30.37
	Stator	-19.71	-19.71	-19.71	* -26.78
Outlet angle (degree)	Pump	0.00	* 17.6	* 52.5	* 52.5
	Turbine	49.78	49.78	49.78	49.78
	Stator	-59.50	-59.50	-59.50	* -67.13
Inlet radius (m)	Pump	0.066	0.066	0.066	0.066
	Turbine	0.108	0.108	0.108	0.108
	Stator	0.059	0.059	0.059	0.059
Outlet radius (m)	Pump	0.108	0.108	0.108	0.108
	Turbine	0.067	0.067	0.067	0.067
	Stator	0.059	0.059	0.059	0.059

* : 토크 컨버터 B와 C는 펌프 출구각만을 수정한 것이고, D는 펌프 출구각을 C와 같게 하고 스테이터의 입구각과 출구각을 변경한 것이다.

향을 연구하기 위해 기준이 되는 토크 컨버터로서 Table 1의 A를 택하였다. 각 요소의 입·출구각은 Fig.1(a)의 자오면 단면 내에서 자오면 방향을 기준으로 하여 각 요소의 입구와 출구의 접선방향이 자오면 방향과 반회전방향으로 이루는 각을 양(+)으로 하였다.

각 요소의 날개각이 토크 컨버터의 특성에 미치는 영향을 개략적으로 파악하기 위해 기준 토크

컨버터의 각 요소의 입구 및 출구 날개각 6개 중에서 각각 1개의 날개각만을 변화시켜 실속점에서의 토크비와 토크용량(C-factor)을 1차원 이론에 의해 계산하였다. 그 결과는 Fig.3과 같다. 그림중에서 한 점으로 표시된 각도가 기준 토크 컨버터 A의 날개각들이다. Ishihara³⁾는 날개각이 크면, 제조상의 어려움과 아울러 과도한 유동편차가 발생하므로 모든 요소의 날개각의 최대값은

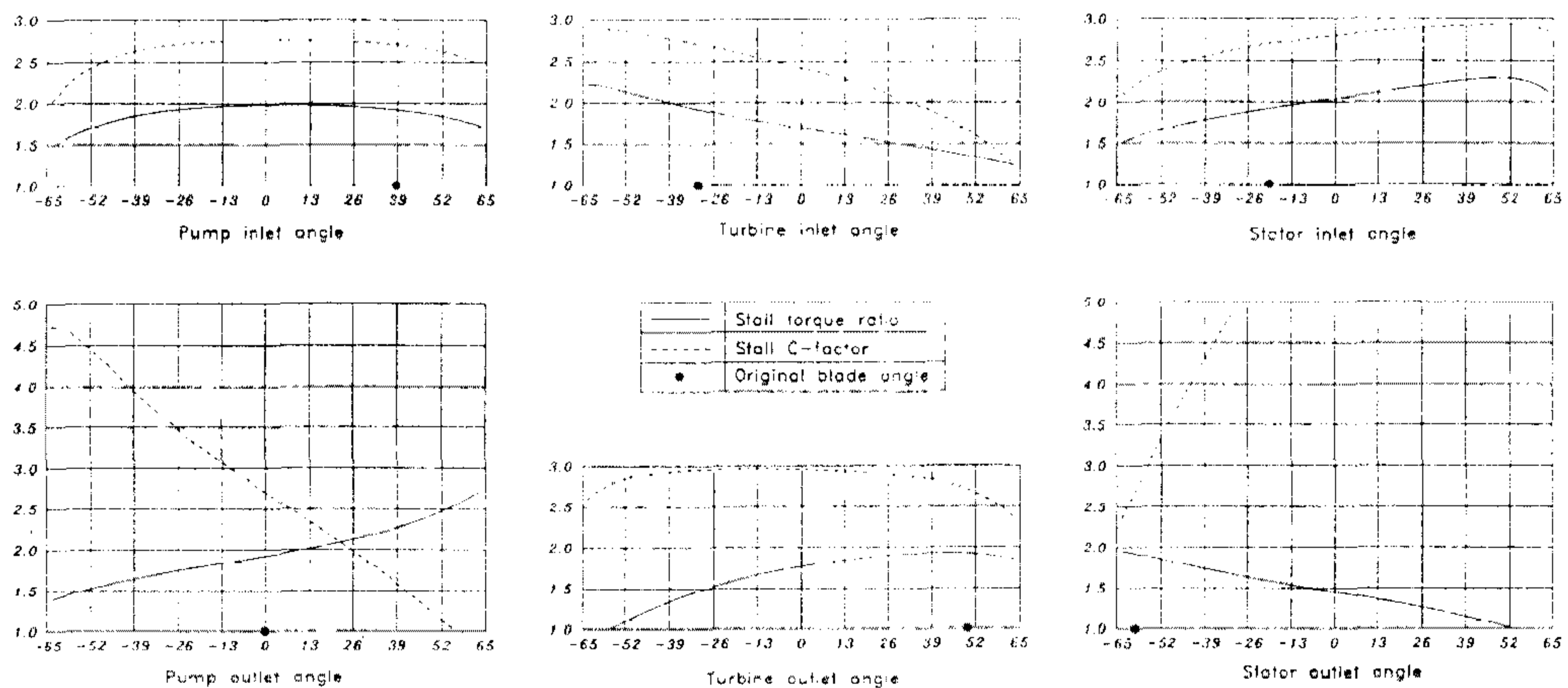


Fig.3 Stall torque ratio and C-factor variation by changing a blade angle while other blade angles unchanged

$|\tan \beta|_{\max} = 2.0 \sim 2.5$ (여기서, β 는 각 요소의 날개각)로 제한하는 것이 좋다고 하였다. 따라서, Fig. 3에서의 날개각 범위는 모두 $-65^\circ \sim +65^\circ$ 로 한정하였다. Fig. 3에서 알 수 있듯이 3개 요소의 모든 입구각과 터빈의 출구각은 상당히 넓은 범위에서 변화하여도 실속점에서의 토크비와 토크용량의 크기에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 그러나, 펌프의 출구각의 경우 반회전방향으로 각도가 커지면 실속 토크비는 증대하고 토크용량은 크게 감소함을 알 수 있다. 한편 스테이터의 출구각은 펌프 출구각의 경우와 반대의 경향으로 토크비 및 토크용량에 큰 영향을 미침을 알 수 있다.

이상의 1차원 해석의 결과로부터 펌프 출구각과 스테이터의 출구각이 실속점에서의 토크비와 토크용량에 가장 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다. 이 결과는 펌프의 운동량이론으로도 예측이 가능한 결과이다. 따라서 본 연구에서는 펌프 출구각과 스테이터 출구각을 연구대상으로 택하였으며 이들의 각도가 수정된 토크 컨버터는 Table 1의 B, C, D와 같다. 그러나 토크 컨버터 D의 경우 기준 토크 컨버터에 대해 스테이터 출구각만을 변경한 실험결과가 없었으므로 스테이터의 입구각도 크지는 않지만 동시에 변경된 것을 연구대상으로 하였다.

3.2 토크 컨버터의 성능

토크 컨버터의 각 요소에 작용하는 토크 T_{ele} 는 익면에 작용하는 압력을 식(3)과 같이 적분하여 구할 수 있다.

$$T_{ele} = M_{ele} \left(\sum_i \sum_k p_{pik} r_{ik} dS_{ik} \hat{\theta}_{ik} + \sum_i \sum_k p_{sik} r_{ik} dS_{ik} \hat{\theta}_{ik} \right) \quad (3)$$

토크가 구해지면 토크비(torque ratio), 효율(efficiency), 토크용량(torque capacity or C-factor) 등의 토크 컨버터의 성능은 식(4)~(6)에 의해 구할 수 있다.

$$\text{Torque ratio } \tau = \frac{T_{turbine}}{T_{pump}} \quad (4)$$

$$\text{Efficiency } \eta = \frac{N_{turbine} T_{turbine}}{N_{pump} T_{pump}} = e \cdot \tau \quad (5)$$

Torque capacity

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

3.3 수치해석 결과

3.3.1 성능

Table 1에 제시된 토크 컨버터들에 대해 수치계산과 1차원 해석으로 성능을 계산한 결과를 실험결과와 함께 Fig. 4~7에 도시하였다. 단, 본 연구의 실험결과는 저자 등의 논문인 참고문헌 (7)에서 제시된 성능실험장치를 이용하여 측정하였다. Fig. 4, 5, 7의 토크 컨버터 A, B, D에 대한 수치계산은 입력축 토크를 $10kgf \cdot m$ 로 일정하게 유지하여 실험한 펌프와 터빈의 회전속도를 이용하였으며, Fig. 6의 토크 컨버터 C의 경우에는 실험값이 없었기 때문에 펌프 회전속도를 $1,000rpm$ 으로 고정하여 계산하였다. 1차원 해석결과는 Fig. 4, 5에 제시된 토크 컨버터 A와 B의 토크비와 효율에서 실험결과 및 계산결과에 근접하고 있으나, 펌프 및 스테이터의 출구각을 기준 토크 컨버터로부터 상당히 크게 수정한 Fig. 7의 토크 컨버터 D의 경우에는 큰 차이를 보이고 있을 뿐만 아니라 토크용량(CF)은 대상 토크 컨버터 모두에서 실험결과와 상당한 정량적인 차이를 보인다. 따라서, 1차

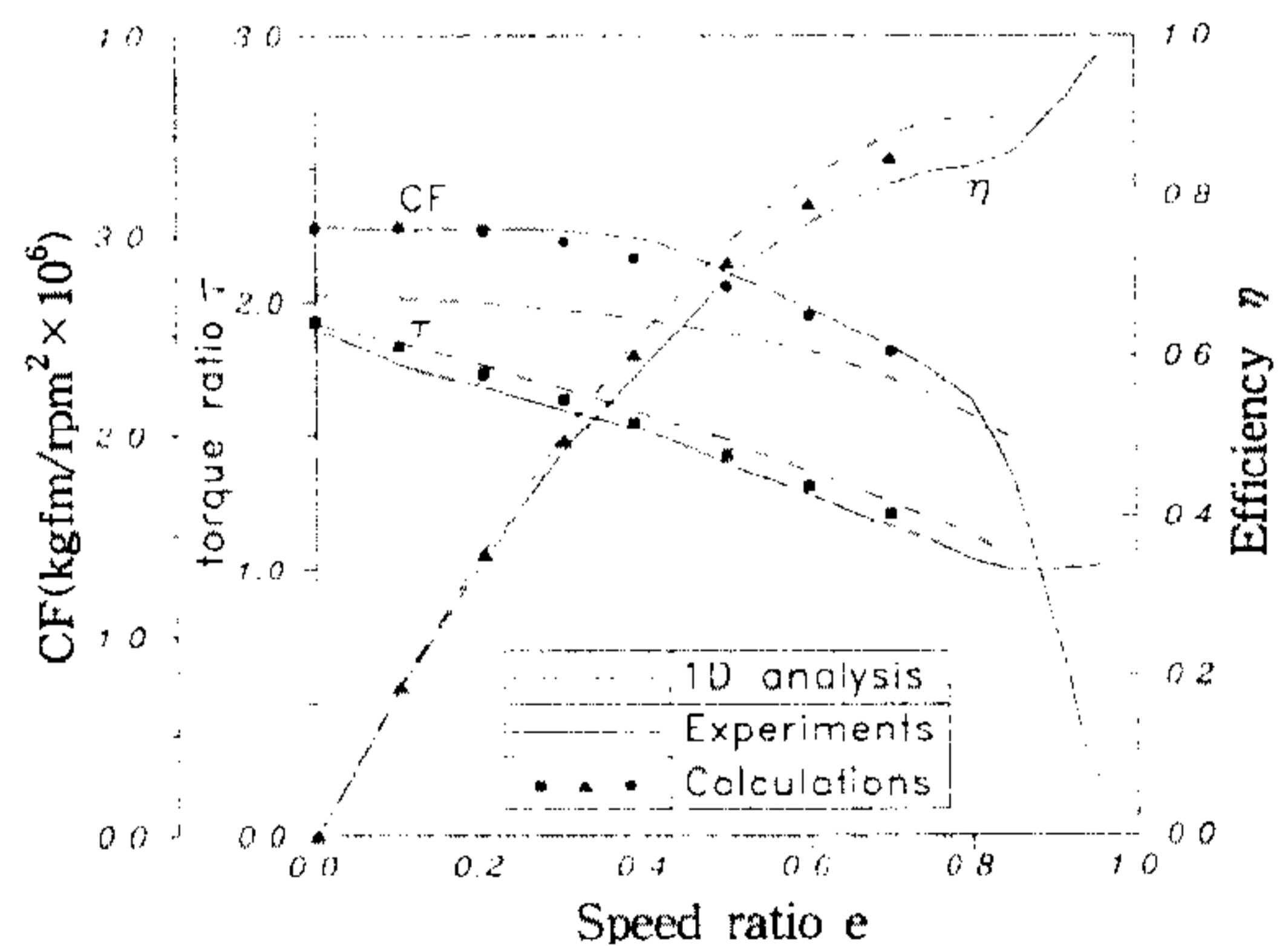


Fig. 4 Performance of torque converter A

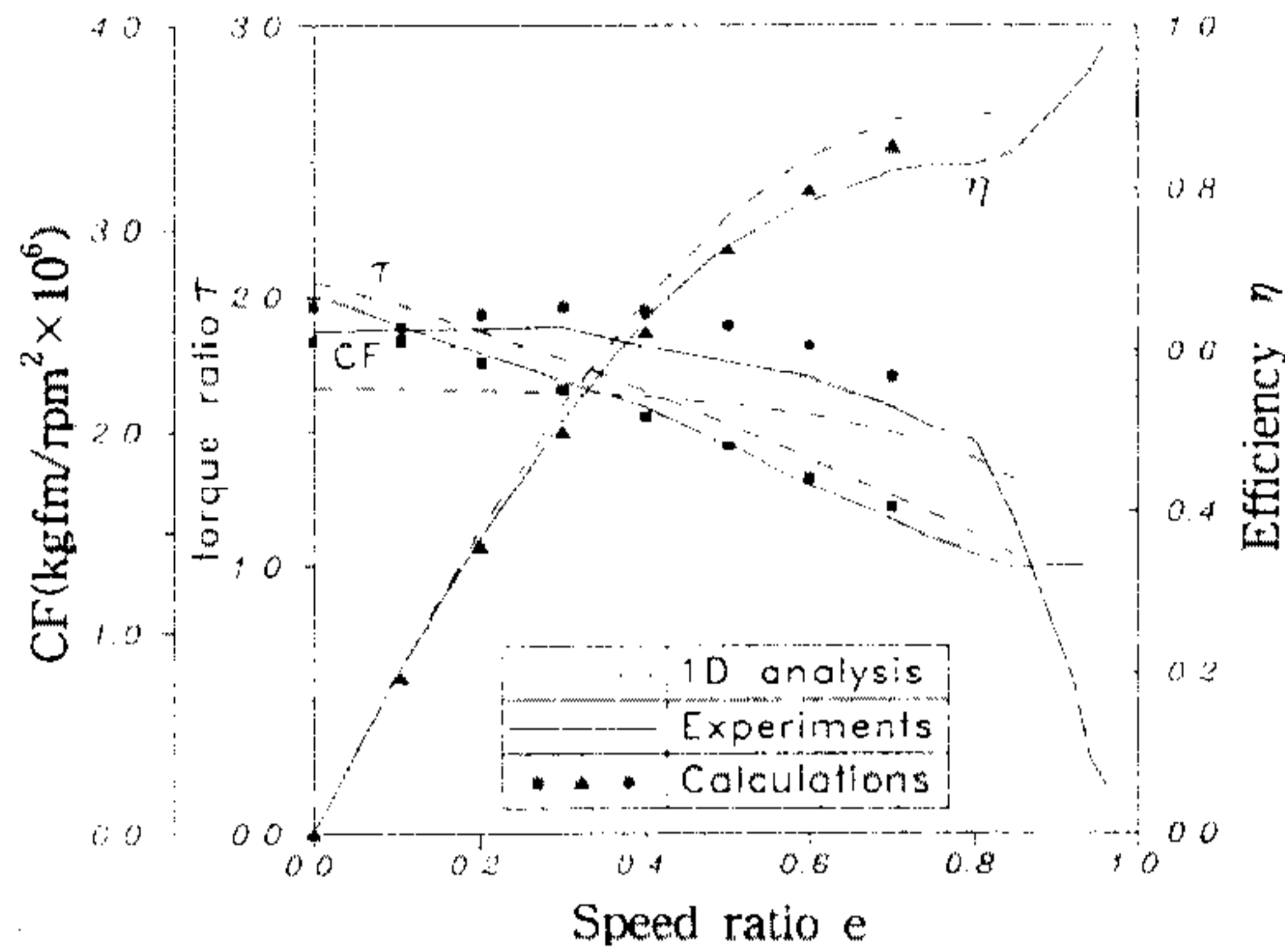


Fig.5 Performance of torque converter B

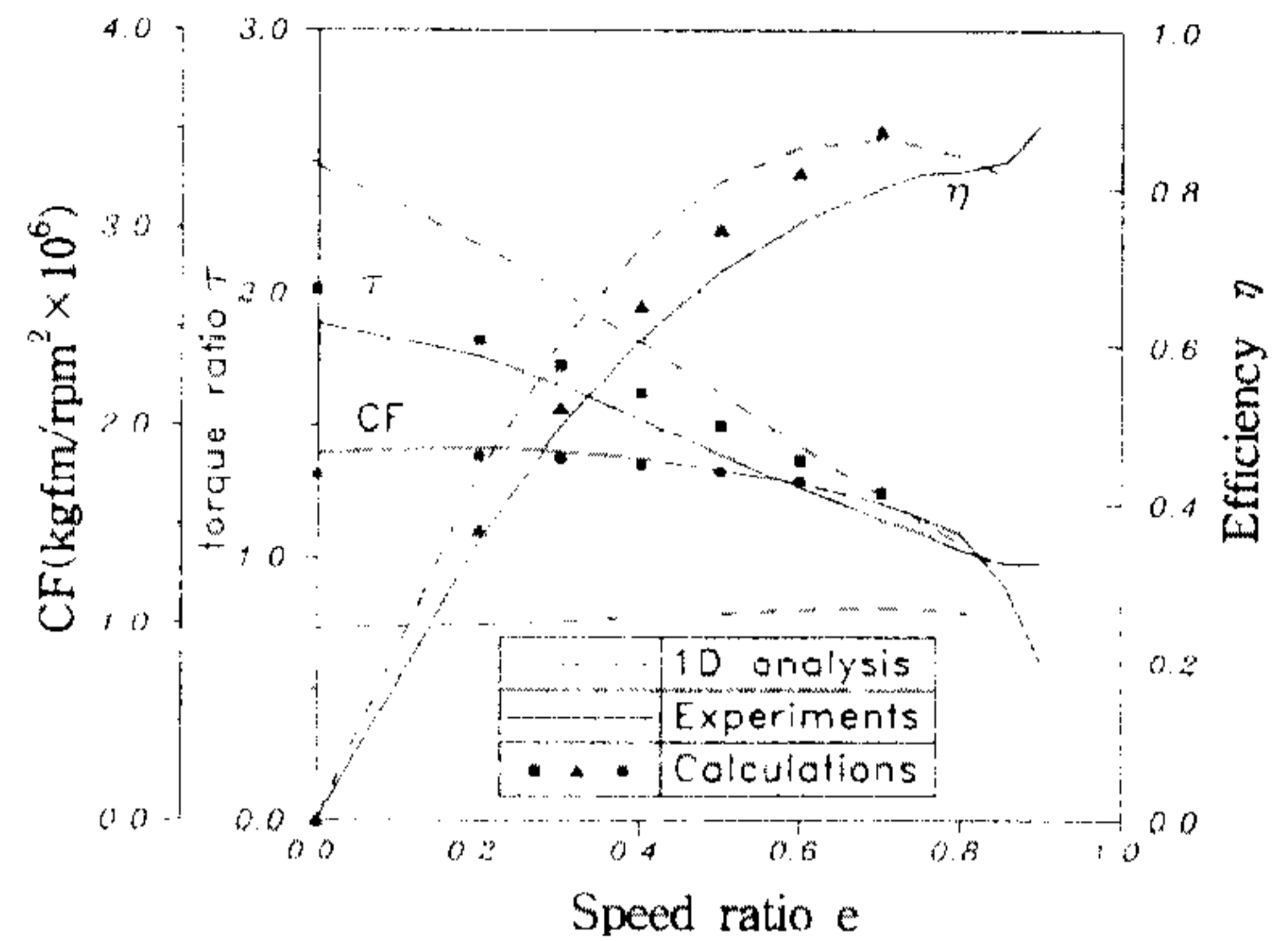


Fig.7 Performance of torque converter D

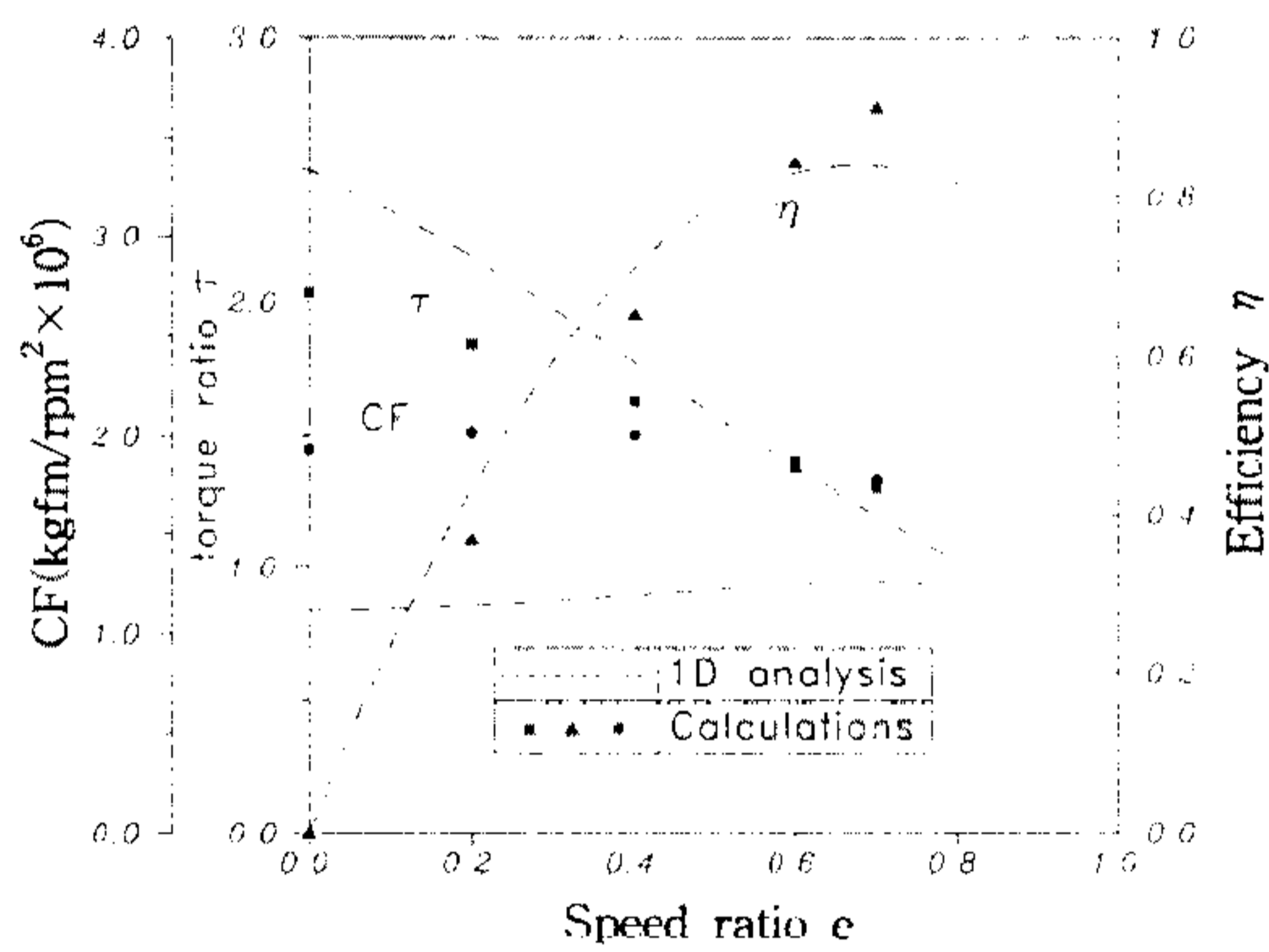


Fig.6 Performance of torque converter C

Fig.5에 제시된 토크 컨버터 B의 경우의 토크용량은 계산결과가 실험결과와 약간의 차이를 보이고, 계산결과가 실험결과보다 새그(sag : 토크용량곡선의 모양이 블록해지는 현상으로서 자동차의 가속 성능 및 주행승차감을 떨어뜨린다)가 약간 과다하게 예측하고 있다.

Fig.8은 토크 컨버터 B에 대한 입력축 토크를 10kgf·m와 17kgf·m로 일정하게 유지하여 실험한 결과와 각 입력축 토크조건하에서의 펌프 및 터빈 회전속도를 이용하여 계산한 결과를 함께 도시한 것이다. 실험결과는 입력축 토크에 따라 약간의 차이를 보이며, 토크용량(CF)에서는 좀 더 차이가 크게 나타나고 있다. 반면에 수치계산결과는 입력축 토크의 크기에 따른 차이는 그림상에서는 확인할 수 없는 정도로 작다. 입력축 토크의 크기에 따라 나타나는 실험결과와 수치계산결과에 대한 이와 같은 차이는 앞으로 규명되어야 할 것이

원 이론은 날개각의 수정에 의한 토크 컨버터의 성능변화를 효과적으로 예측하는데 한계가 있음을 알 수 있다. 이에 비하여 수치계산결과에서는 토크비 및 효율과 토크용량곡선의 모양이 정성적·정량적으로 실험결과와 좋은 일치를 보이고 있다.

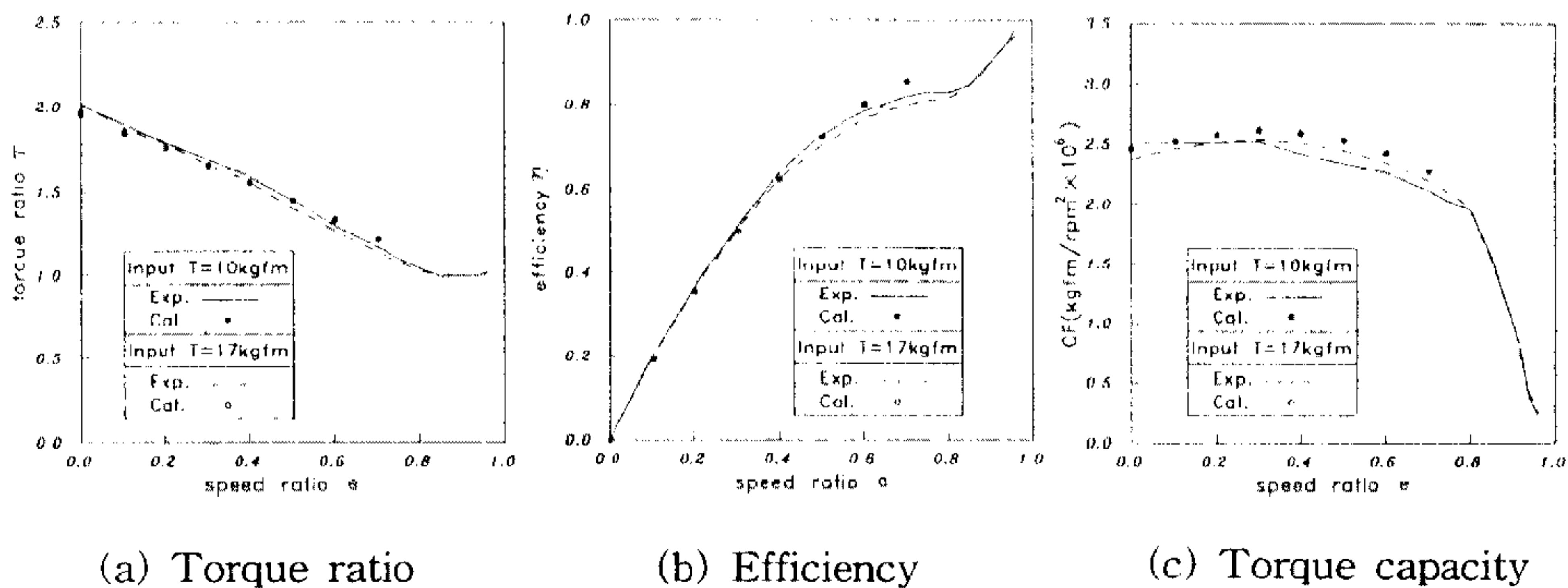


Fig.8 Performance variations according to constant input torques(torque convert B)

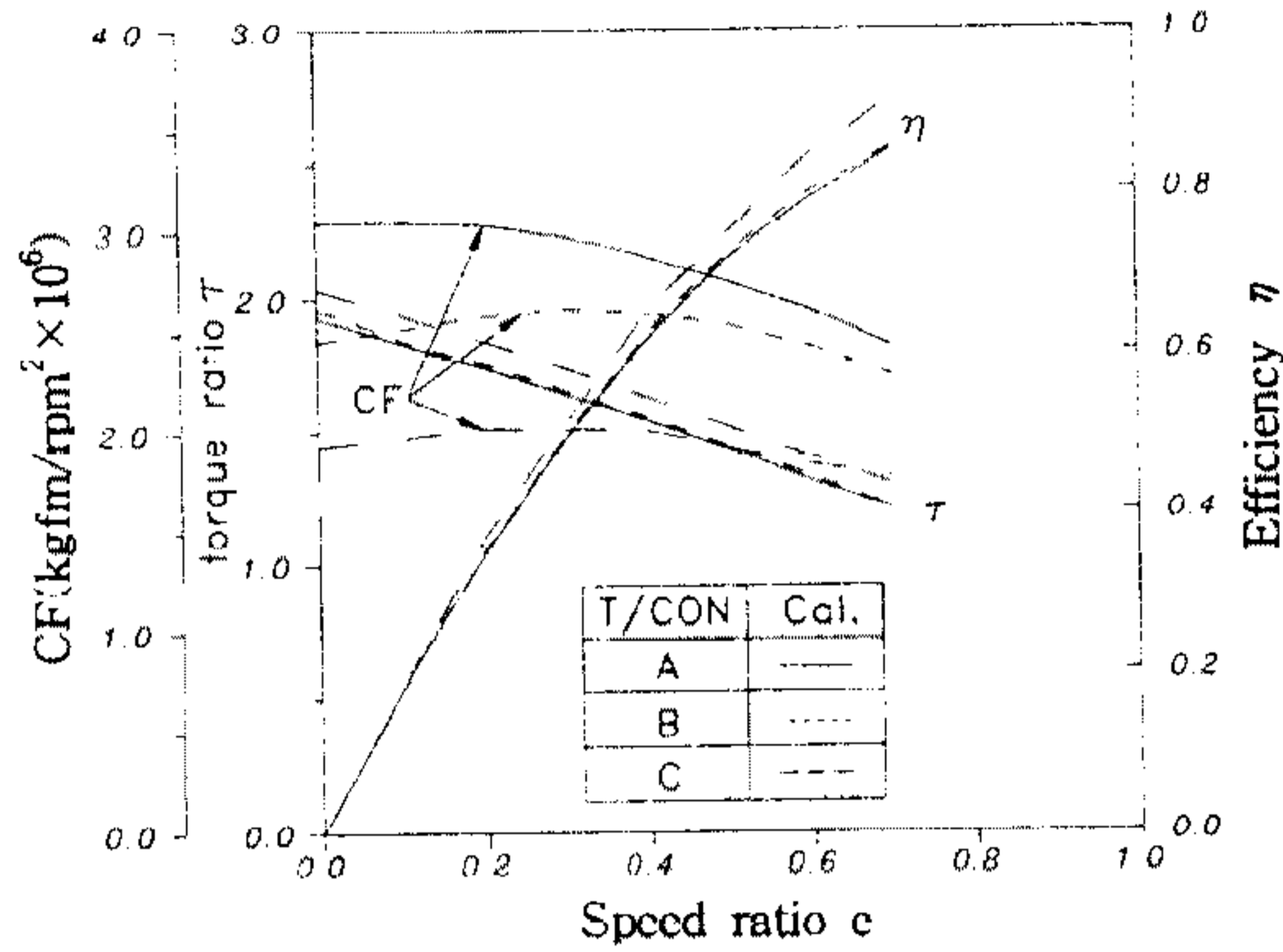


Fig.9 Performance variations by modification in exit blade angle of pump

다. 수치계산결과와 실험결과 사이에서 차이가 크다고 볼 수 있는 토크용량의 경우 17kgf·m의 입력축 토크조건하에서의 실험결과는 새그가 발생하는 것이 분명하게 나타나고 있고, 이 결과는 수치계산결과에 더욱 근접하고 있음을 알 수 있다.

Fig.9에서는 펌프 출구각의 수정에 따른 성능의 변화를 알기 위해 Fig.4, 5, 6에 제시된 토크 컨버터 A, B, C의 성능값들 중에서 계산결과만을 발췌하여 도시하였다. 이 그림에서 토크비와 효율은 펌프 날개각을 수정하여도 전체 속도비 영역에서 크게 변화하지는 않음을 알 수 있다. 그러나, 토크 용량은 펌프 출구각의 조정에 의해 속도비 영역 전체에서 크게 변화하며, 토크용량은 A, B, C 순으로, 즉 펌프 출구각이 반회전방향으로 증대할수록 감소함을 알 수 있다. 이 경향은 1차원 해석결과에서도 예측된 바와 같고, 펌프의 운동량이론에서도 예측될 수 있는 결과이다. Fig.10은 스테이터의 입·출구각만이 서로 다른 토크 컨버터 C와 D의 계산결과를 비교한 것으로 펌프 출구각의 조정과 마찬가지로 토크용량에서 차이를 나타낸다.

기준 토크 컨버터 A에 대한 실속점에서의 토크비와 토크용량의 변화율을 다음의 식(7)에 따라 구한 결과는 Table 2와 같다.

$$\Delta\tau \text{ or } \Delta CF(\%) = (\tau_{B,C,D} - \tau_A) / \tau_A \times 100$$

$$\text{or } (CF_{B,C,D} - CF_A) / CF_A \times 100 \quad (7)$$

토크 컨버터의 펌프 출구각만을 펌프 출구 부

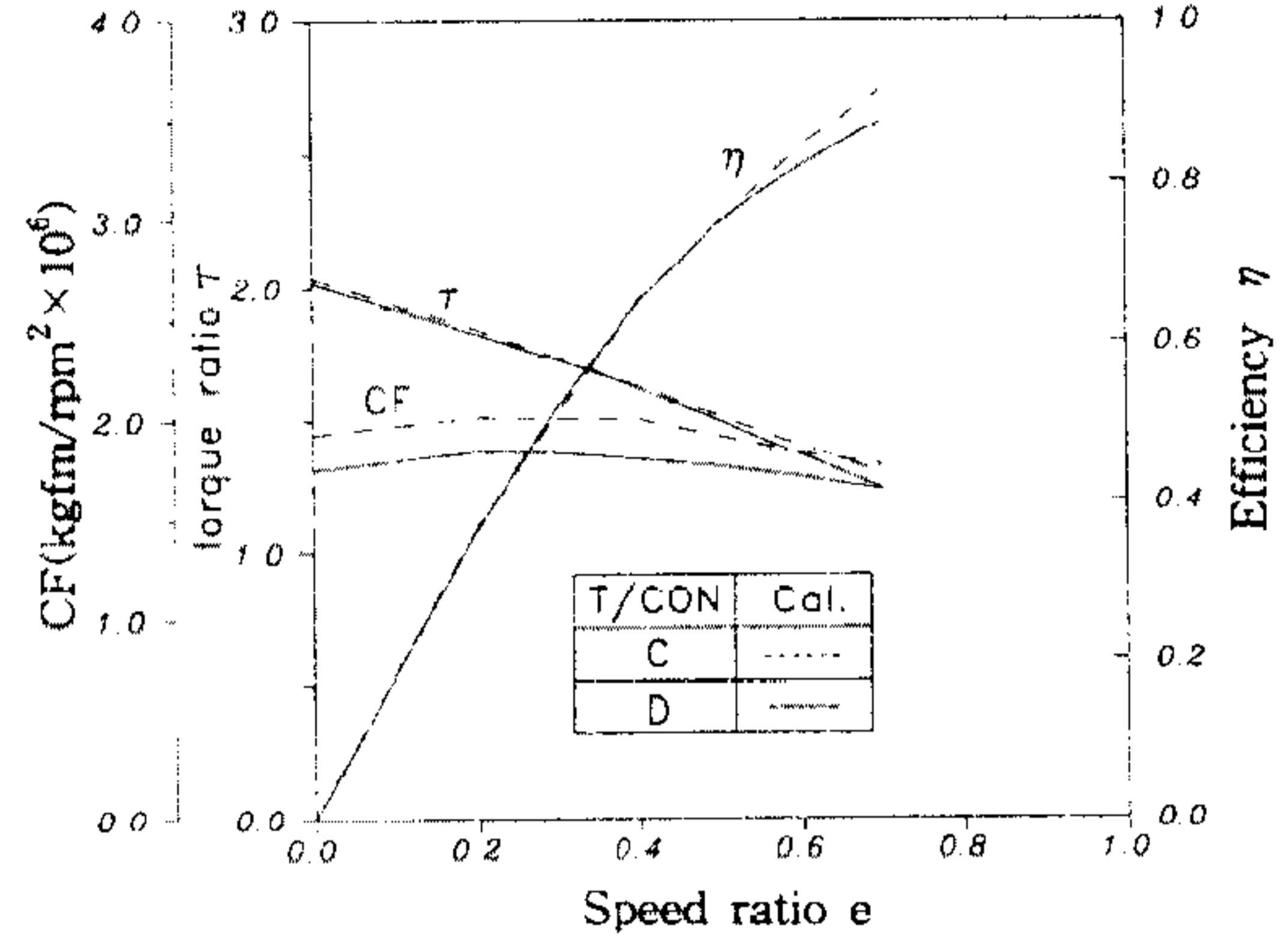
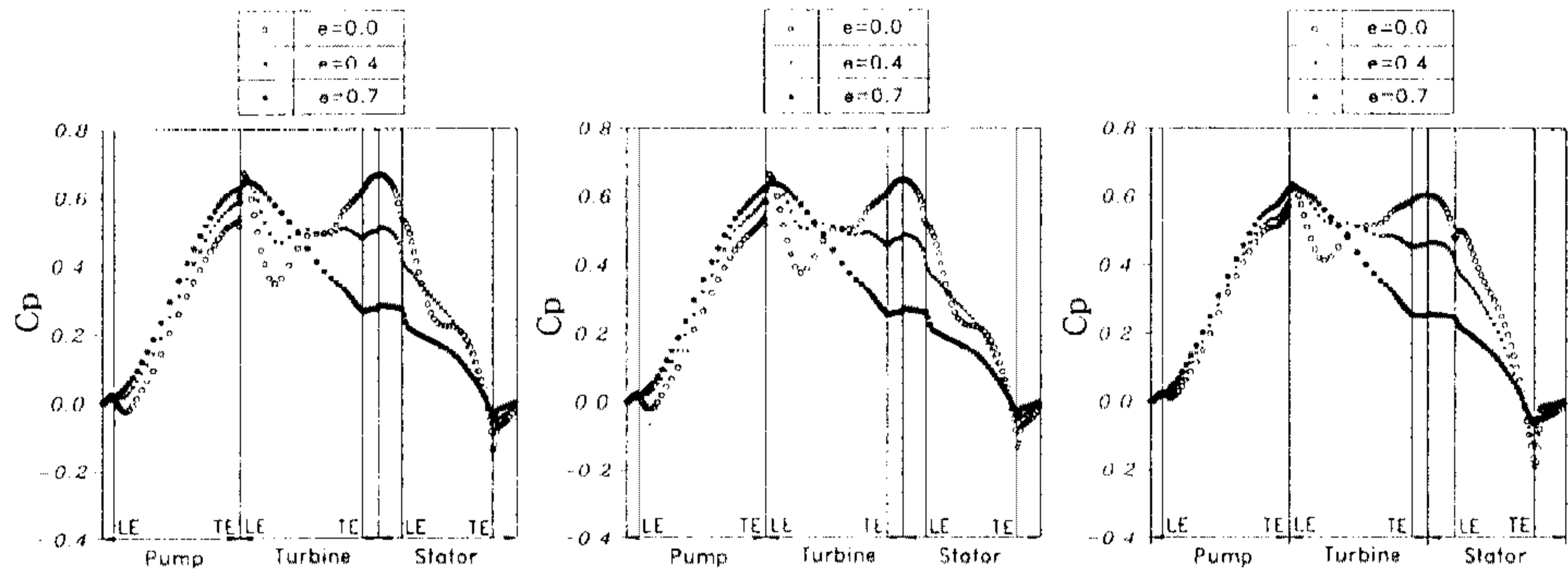


Fig.10 Performance variations by modification in exit blade angle of stator

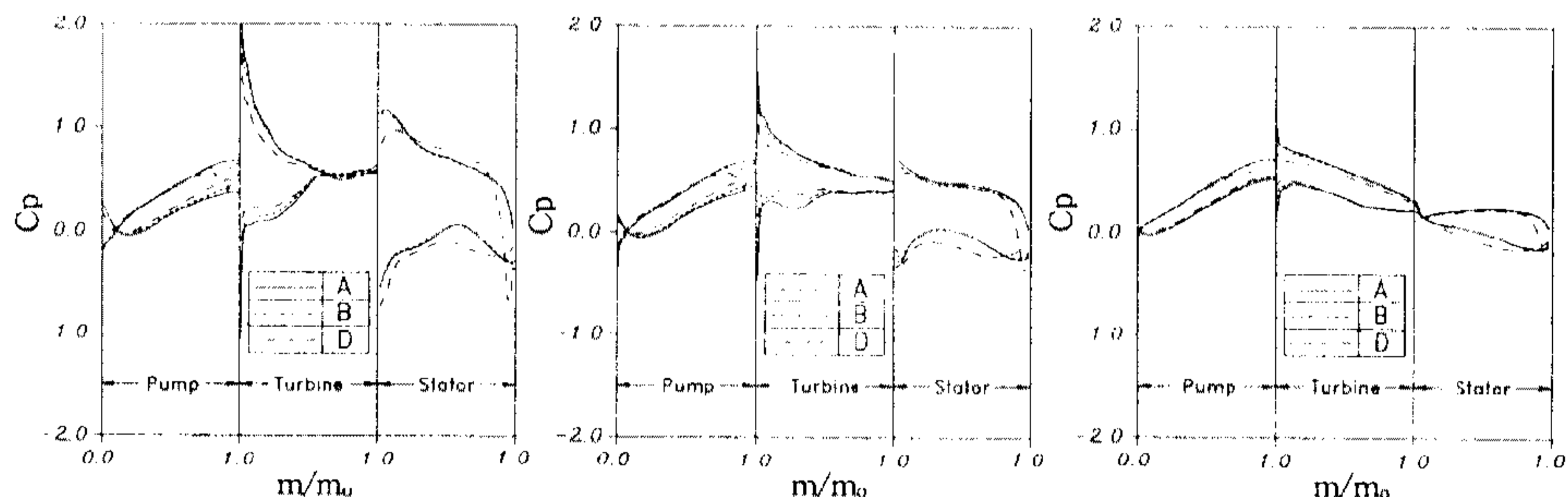
근에서 반회전방향으로 급격히 수정한 B와 C의 A에 대한 실속 토크비의 변화율은 수치계산결과에 따르면 약 5.2% 이내로 증대하고 있는 것에 비해 실속 토크용량은 36.5% 정도로 상당히 크게 감소하고 있음을 알 수 있다. 이들의 수치계산결과로부터 펌프 출구각의 반회전방향으로의 증대는 실속 토크비에는 그다지 영향을 미치지 않으면서 실속 토크용량을 크게 감소시킨다고 할 수 있다. 한편 실험결과는 C에 대한 데이터가 없기는 하지만 B의 실험결과에 의해서도 수치계산의 결과가 타당함을 뒷받침하고 있다고 볼 수 있다. 펌프 출구각만을 조정된 토크 컨버터 C와 스테이터의 입·출구각도 동시에 수정한 토크 컨버터 D의 두 경우를 비교할 때 실속 토크비는 C에 대해 약 1% 정도밖에 감소하고 있지 않았으나 실속 토크용량은 약 6%의 감소를 보였다. 이것으로 스테이터의 입·출구각이 실속 토크비에는 별 영향없이 실속 토크용량에만 큰 영향을 미친다고 할 수 있다. 이와 같은 결과는 B와 D의 실험결과에서 실속 토크용량이 B보다 D의 것이 훨씬 크게 변하고 있는 것으로 보아도 타당하다고 할 수 있다.

이상의 결과로부터 토크 컨버터의 토크용량의 조정은 펌프 출구부근에서 날개의 출구각을 수정함으로써 가능하고 이 수정방법은 제작과정에서도 쉽게 이뤄질 수 있다. 이러한 수정은 입력축 토크용량을 상당히 광범위하게 조정할 수 있으면서 토크비와 효율에 미치는 영향은 상대적으로 작았다. 한편 본 연구의 스테이터의 경우 입구각도 출구각



(a) Torque converter A (b) Torque converter B (c) Torque converter D

Fig.11 Distributions of mean Cp along meridional direction



(a) e=0.0(stall)

(b) e=0.4

(c) e=0.7

Fig.12 Distributions of Cp on blade surfaces along meridional direction

과 함께 변경되고 익형에서도 차이가 있었으나 1차 원해석의 결과 스테이터 입구각의 실속특성에 미치는 영향이 작았으므로 실험에서나 수치계산에서의 결과는 주로 스테이터 출구각의 영향이라고 생각할 수 있을 것이다. 따라서 스테이터 출구각의 수정도 토크용량을 조정하는데 큰 효과를 기대할 수 있다. 그러나 이 경우 날개의 형상도 동시에 고려해야 하는 점에 유의해야 한다.

3.3.2 유동방향 정압계수 분포

토크 컨버터내부의 순환유동은 펌프와 터빈의 서로 다른 회전속도로 인해 발생하는 원심력의 수두 차이로 발생한다. 토크 컨버터 A, B, D의 수치계산결과로부터 각 요소를 통과하는 유동방향으로 나타나는 한 피치사이의 평균 압력계수의 분포와 속도비 e=0.0, 0.4, 0.7에서의 각 요소 익면의 정압 분포는 각각 Fig.11과 Fig.12와 같다. 압력계수 (C_p)의 정의는 다음의 식(8)과 같다.

Table 2 Variations of torque ratio and C-factor from reference torque converter A

		Calculation (%)	Experiment (%)	1D analysis
Stall torque ratio ($\Delta\tau$)	B	+1.6	+5.8	+7.0
	C	+5.2	.	+29.9
	D	+4.1	+0.5	+63.9
Stall torque capacity (ΔCF)	B	-19.4	-18.0	-18.0
	C	-36.5	.	-58.7
	D	-42.4	-39.0	-63.9

$$C_p = \frac{p - p_{ref}}{\rho r_2^2 \omega^2 / 2} \quad (8)$$

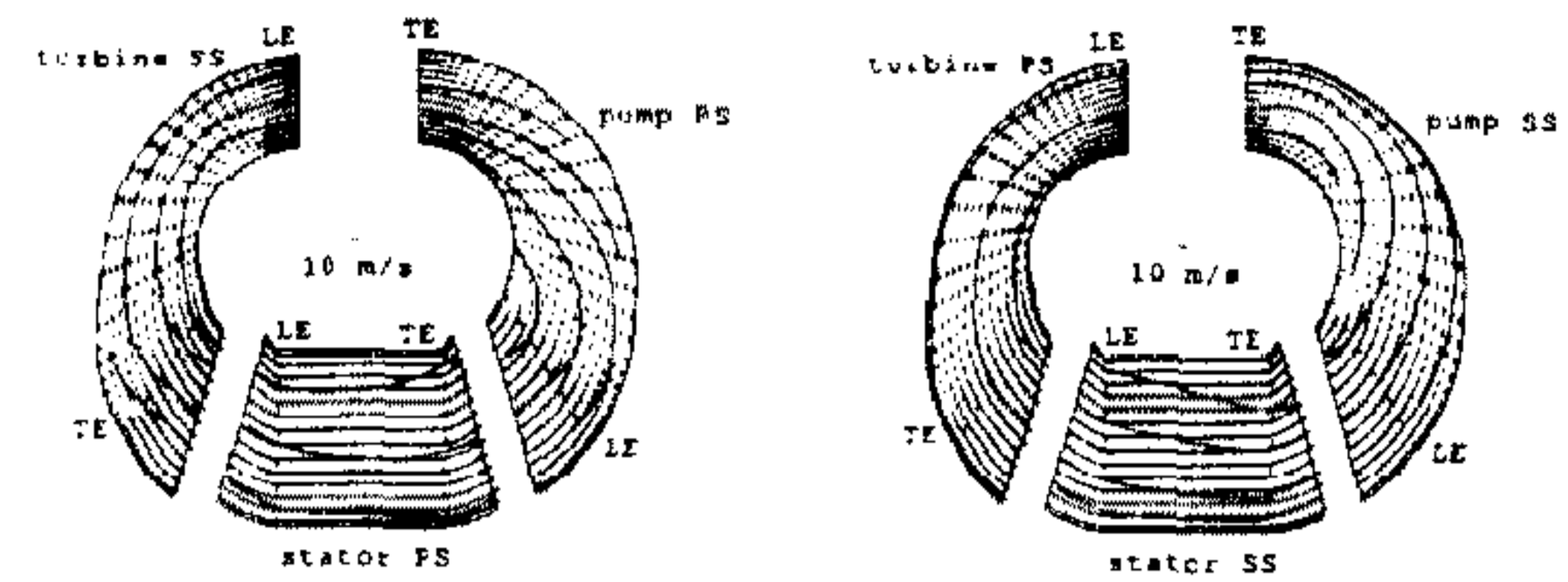
여기서, p_{ref} 는 기준정압이며 펌프입구에 해당하는 격자점에서의 정압으로 택하였다. r_2 는 펌프출구에

서의 설계반경(=0.108m), ρ 는 80°C에서의 작동 유체의 밀도(=834kg/m³), ω 는 펌프의 회전각속도이다.

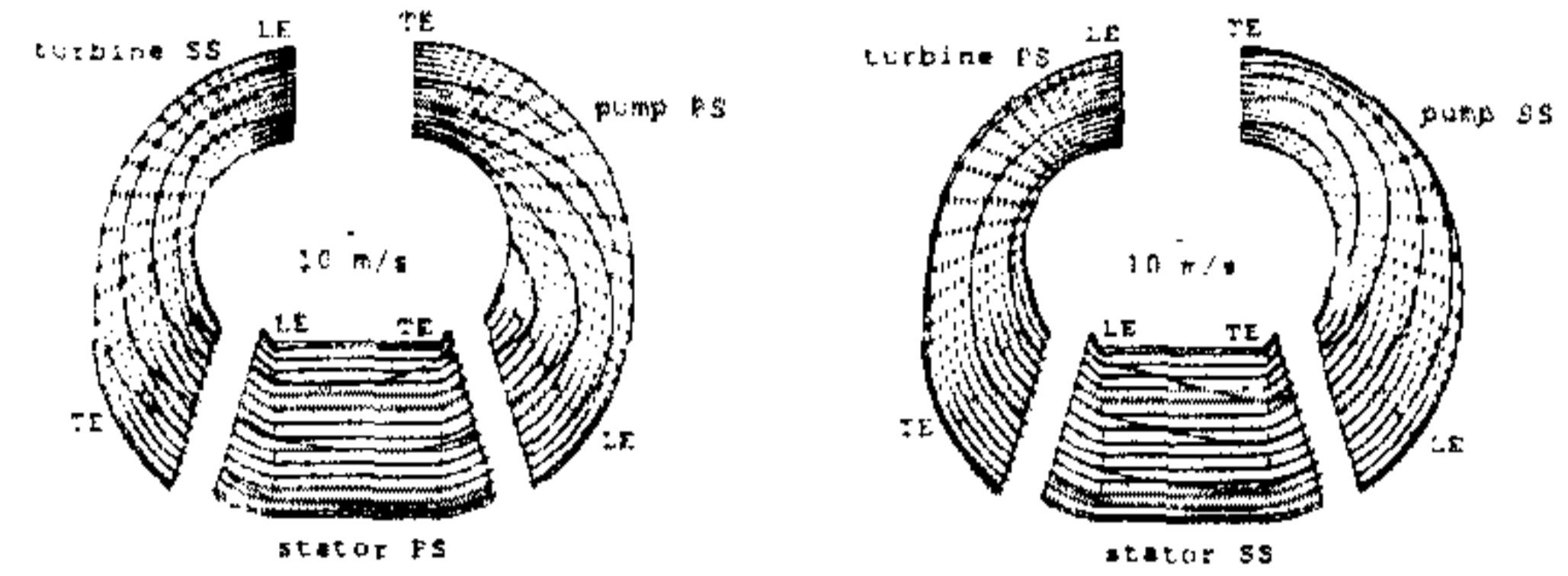
기준 토크 컨버터 A와 펌프의 출구 날개각이 출구근처에서 급격히 조정된 토크 컨버터 B의 경우에 유동방향의 평균 C_p 분포는 Fig.11(a), (b)에서 도시된 바와 같이 속도비별로는 상당히 다양하게 변하지만 펌프의 출구각을 조정하여도 같은 속도비에서 평균 C_p 분포는 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 또한, 각 요소의 두 익면상의 C_p 분포를 제시한 Fig.12(a), (b) 및 (c)에서 알 수 있듯이 토크 컨버터 A와 B의 압력분포에서 터빈과 스테이터의 것은 거의 변화를 보이고 있지 않으나 펌프의 압력분포는 펌프 출구각의 변화로 인해 출구부근에서 국부적으로 차이가 나타나고 있다. 이것으로 인해 토크비나 토크용량의 특성이 변화한 것으로 해석된다. 이에 비하여, 스테이터의 입·출구각을 펌프의 출구각과 함께 변경한 토크 컨버터 D의 경우는 스테이터의 압력분포에는 물론 펌프 및 터빈의 압력분포에도 상당한 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 이와 같은 결과가 토크용량의 특성에 영향을 미친 것으로 해석된다.

3.3.3 자오면상의 속도분포와 유선

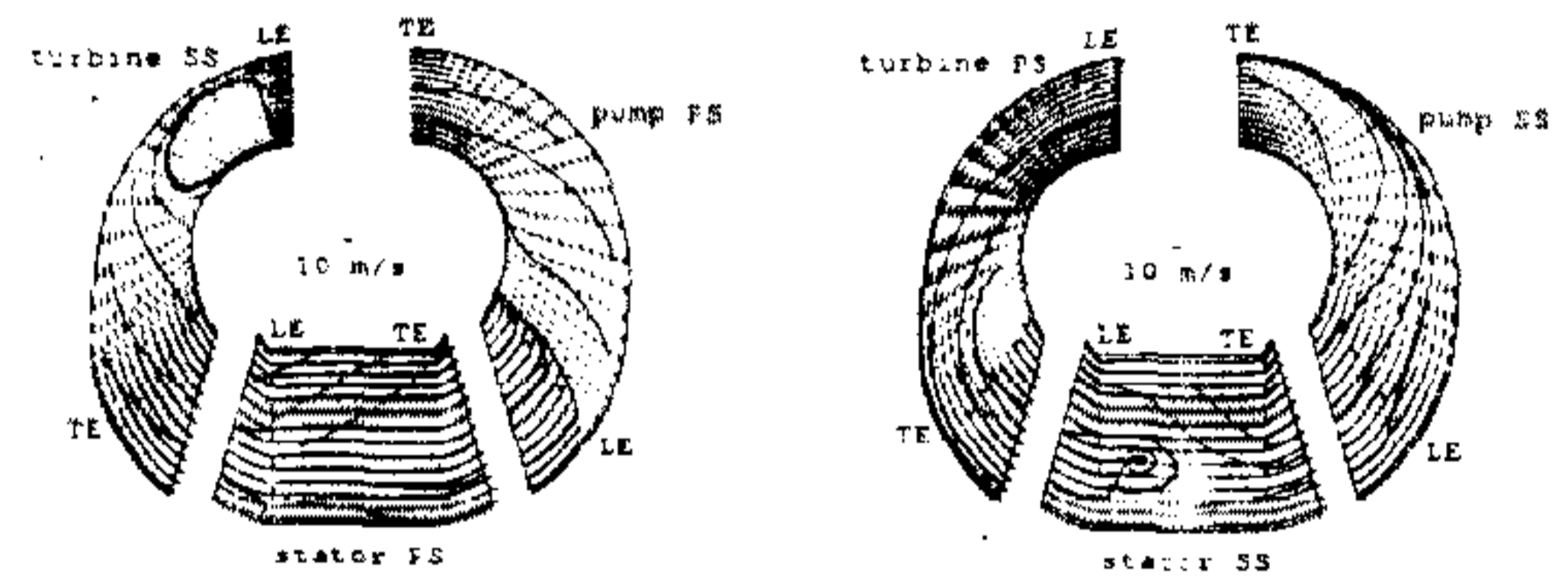
기준 토크 컨버터 A에 대한 설계 속도비 $e=0.7$ 에서의 자오면상의 상대속도분포와 유선을 Fig. 13(a)에 제시하였다. 펌프의 압력면에서는 유동이 코어를 향하고 부압면에서의 약간 셀쪽으로 치우치는 것을 제외하면 유동은 전체적으로 부드럽다고 할 수 있다. 펌프와 스테이터의 출구각을 변경한 토크 컨버터 D의 경우에도 Fig.13(b)에 도시된 바와 같이 펌프의 부압면에서 유동이 더욱 셀쪽으로 편향되는 것을 제외하면 기준 토크 컨버터 A와 매우 유사한 유동양상을 나타내고 있다. 기준 토크 컨버터 A와 펌프 출구각만을 변경한 토크 컨버터 B에 대한 실속 속도비 $e=0.0$ 에서의 상대속도분포와 유선은 각각 Fig.13(c), Fig.13(d)와 같다. 두 개의 토크 컨버터의 전체적인 유동양상은 유사하다고 볼 수 있다. 이상으로, 토크 컨버터의 특성변화를 위해 펌프 출구 부근 또는 스테이터의 입·출구 부근에서 이들의 각도를 수정하여도 자오면상의 속도장에는 큰 영향을 주지 않고



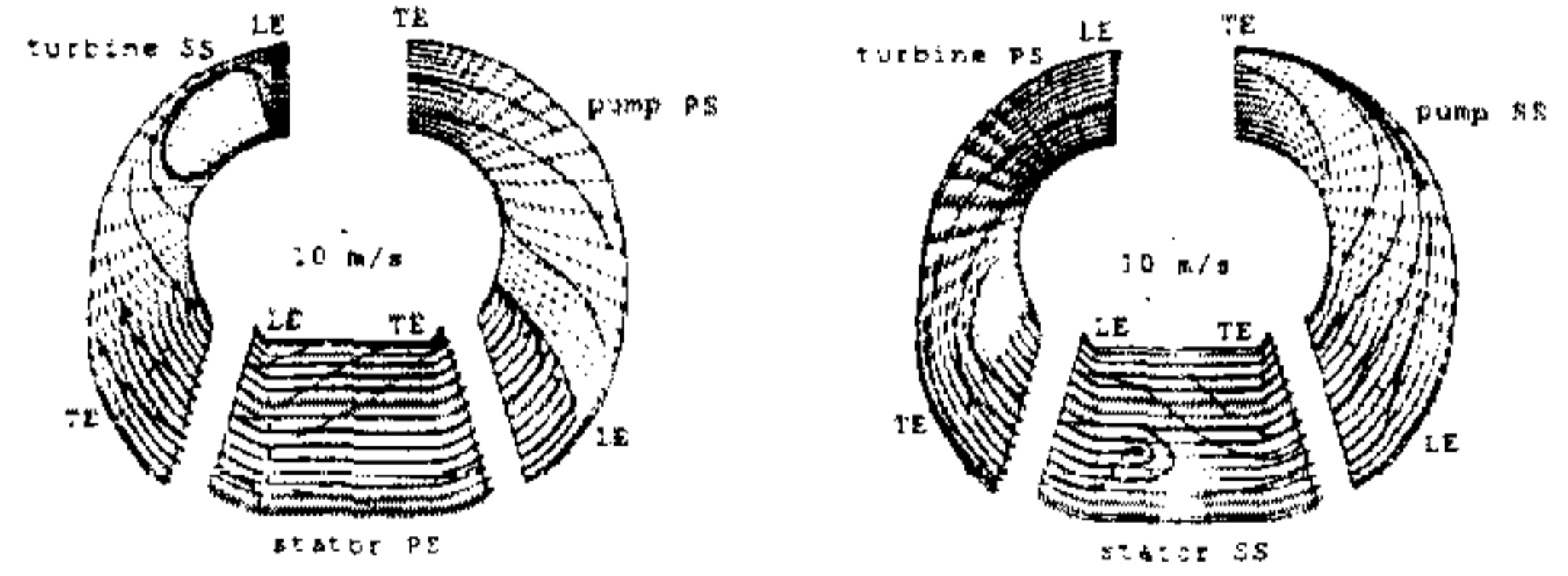
(a) $e=0.7$ of torque converter A



(b) $e=0.7$ of torque converter D



(c) $e=0.0$ of torque converter A



(d) $e=0.0$ of torque converter B

Fig.13 Relative velocity vectors and streamlines
있음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 토크 컨버터의 각 요소의 출구 부근에서 이들의 날개 출구각의 수정이 실속 토크비와 실속 토크용량에 미치는 영향을 연구하기 위하여 하나의 기준 토크 컨버터에서 펌프 임펠러의 출구각과 스테이터의 입·출구날개각을 수정하여 이들에 대하여 수치해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 익렬간 혼합모델을 도입한 본 연구의 수치 계산기법에 의해 예측된 토크 컨버터의 성능

은 실험결과와 좋은 일치를 보였으며, 날개 출구각의 수정이 실속 토크비와 실속 토크용량에 미치는 영향에 대한 연구를 본 계산법에 의해 성공적으로 수행할 수 있음을 확인하였다.

- 2) 펌프 출구각을 토크 컨버터의 반회전방향으로 0°에서 약 52.5° 정도로 급격히 수정하였을 때 실속 토크비의 변화량은 약 5.2% 밖에 변화하지 않음에도 불구하고 실속 토크용량은 약 36.5% 정도로 상당히 크게 변화하였다. 따라서, 실속점에서의 토크용량을 펌프의 출구각을 수정함으로써 효율적으로 수행할 수 있다.
- 3) 스테이터 출구각을 -59.50°에서 -67.13°로 변경하였을 때도 역시 실속 토크비는 약 1% 밖에 변화하지 않지만 실속 토크용량은 약 6% 정도로 상대적으로 크게 변했다. 그러나 스테이터의 날개각 수정은 날개의 형상도 동시에 고려해야 하는 점에 유의해야 한다.
- 4) 수치해석결과 펌프와 스테이터의 출구각을 변경하여도 자오면상의 속도장은 크게 변하지 않으며, 이러한 변경은 요소들의 부하특성을 국부적으로 달라지게 함으로써 토크비나 토크용량의 토크 컨버터의 특성이 변화된다.

후 기

본 연구는 1997년도 교육부 기계공학 연구비 (ME97-B-06) 지원으로 수행되었으며, 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Jandasek, V.J., "The Design of a Single Stage Three-Element Torque Converter", SAE Design Practices-Passenger Car Au-

- omatic Transmission, Vol. 1, 1962.
2. Mercure, R.A., "Review of the Automotive Torque Converter", SAE Technical Paper #790046, 1979.
3. Ishihara, T., "A Study of Hydraulic Torque Converters", Rep. of the Industrial Science University of Tokyo, Vol. 5, No. 7, pp. 150~202, 1955.
4. Fujitani, K., Himento, R., and Takagi, M., "Computational Study on Flow through a Torque Converter", SAE Technical Paper, #881746, 1988.
5. Abe, K., Kondoh, T, Fukumura, K. and Kojima, M., "Three-Dimensional Simulation of the Flow in a Torque Converter", SAE Technical Paper #910880, 1991.
6. Cigarini, M., and Jonnavithula S., "Fluid Flow in an Automotive Torque Converter: Comparison of Numerical Results with Measurements", SAE Technical Paper, #950673, 1995.
7. 박재인, 조강래, "익렬간 혼합모델을 이용한 토크 컨버터 유동장의 수치계산", 대한기계학회 논문집 Vol. 22, 제3호, pp. 326~335, 1998.
8. Peric, M., "A Finite Volume Method for the Prediction of Three-Dimensional Fluid Flow in Complex Ducts", PhD Thesis, University of London, 1985.
9. Patankar, S. V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere, Washington, D.C., 1972.
10. Zhu, J. and Rodi, W., "A Low dispersion and bounded convection scheme", Comput. Methods Appl. Mech. Engrg., 92, pp. 225~232, 1991.