

과급기 구동용 반경류 배기터빈의 수치해석과 성능예측

정 효 민 · 고 대 권*

통영수산전문대학 · *부산수산대학교

(1993년 7월 10일 접수)

A Study on the Prediction of Performance and Simulation in a Radial Inflow-Turbine for Exhaust Gas Turbochargers

Hyo-Min JEONG, Dae-Kwon KOH*

Tong-Yeong National Fisheries College, *National Fisheries University of Pusan

(Received July 10, 1993)

This paper presents a description and evaluation of a detailed mathematical simulation for the steady and unsteady flow in a radial inflow-turbine which is most frequently used, at present, for exhaust gas turbochargers of internal combustion engines. As a method of computation, the two-step differential Lax-Wendroff method and the characteristic method were used. The turbine characteristics, the mass flow rate, the power output and fluid movements at the turbine scroll inlet were compared with the experiment data. The results of the simulation were in good agreement with experimental values under both steady and unsteady flow conditions.

1. 서 론

터보엔진은 용적형기관인 피스톤엔진의 배기에너지로 배기터빈을 구동시키고 그 동력으로 원심 압축기를 구동시켜 피스톤엔진을 과급시키는 복잡한 기관이다. 이러한 반경류 터빈은 폭넓은 속도 범위에서 양호한 성능을 발휘할 수 있는 특성 때문에 터보과급기를 배기터빈으로 개발 및 실용화 되어 왔다.

엔진 배기계에 장착된 터빈에서 가장 중요시 되어야 할 문제는 엔진의 배기가스와 배기터빈의 적

절한 조합이다. 이러한 최적의 조합을 위해서는 엔진에 적합한 터보과급기를 선택할 필요가 있고, 이를 위해서는 엔진 배기압으로부터 터빈의 성능예측이 불가피하다. 그러나, 배기터빈은 엔진의 배기에너지를 보다 유효하게 이용하기 위하여 배기온도 및 배기압력이 높은 엔진의 배기관 출구에 위치해야 하기 때문에, 엔진의 배기밸브로부터 격심한 맥동류가 배기터빈에 유입하게 된다. 그러나, 초기의 많은 연구자들은 맥동하는 동압에너지로 구동되는 터빈의 성능을 예측하기 위하여 맥동이 없는 정상류가 터빈에 유입한다고 가정하여 대략적인

터빈의 성능만을 예측하여 왔다. 한편, 이에 관련하여 Konishi(1)는 방대한 실험 데이터를 기초로 하여 맥동류하에서의 터빈의 특성을 명확히 하고 있다. 그러나, 보다 고성능의 터보엔진을 개발하기 위하여 아직까지도 실험적인 시행착오의 개발방법을 채택하고 있는 실정이다. 그래서, 동압 구동 배기터빈을 수치해석으로 시뮬레이션이 가능하게 되면 과급기 구동용 엔진의 개발 초기 단계에서의 시행착오를 막을 수 있고, 보다 단축된 개발시간과 저렴한 개발가격을 얻을 수 있을 것이다.

따라서, 본 연구에서는 맥동류하에서의 과급기 구동용 배기터빈의 특성을 조사하기 위한 기초연구로서, Konishi(1)가 행한 실험장치의 터빈 및 관로계를 1차원 관로로 모델링하고, 비정상 압축성 유체의 수치계산법을 이용하여 터빈성능을 예측하는 수치터빈 해석모델의 타당성에 관하여 검토하였다. 또한, 맥동류의 해석방법으로 현재 가장 폭넓게 사용되고 있는 특성곡선법과 근래에 주목받고 있는 2단계 Lax-Wendroff계의 수치해법인 MacCormack법에 의한 수치계산 결과를 비교 검토하였다.

2. 맥동류 실험장치

실험장치¹⁾의 개략도를 Fig.1에 나타내었다. 맥동류의 발생은 surge tank 출구에 설치되어 있는 disc valve의 회전에 의하여 이루어진다. 맥동류의 특성을 좌우하는 주파수 및 진폭의 설정은 disc valve의 회전과 bypass valve의 개도에 의하여 각각 조정된다. 또한, 실험에 사용된 터빈(Fig.2)은 소형 디젤기관 과급기 구동용 반경류 배기터빈(NIGATA NAPIA Exhaust Gas Turbocharger C-045S Radial Turbine)이며, 원주 2분할의 부분유입 방식이지만 이것을 결합시켜 전 원주 유입방식으로 하여 실험에 사용하였다.

3. 수치계산 모델

Fig.1의 실험장치를 1차원 관로계로 모델링한

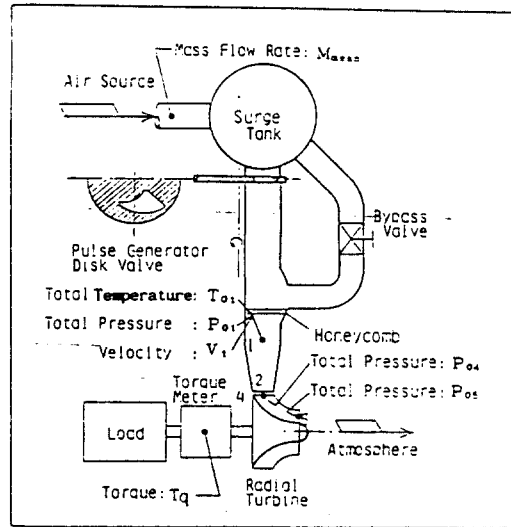


Fig. 1. General arrangement of test rig.

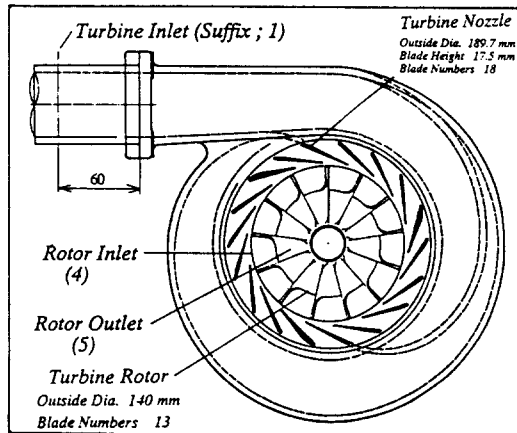


Fig. 2. Cross section of test turbine (type ; C-045S).

것을 Fig.3에 나타내었다. Disc valve의 개구면적은 밸브회전각에 따라서 변화시켰으며, 진폭은 Fig.3의 bypass section을 변화시켜 조정하였다. 본 모델에서는 터빈노즐과 터빈동익내에서의 유체는 항상 대표유선을 따라서 흐른다고 가정하여 노즐유출각, 동익유출각, 유로단면적등은 도면으로부터 산출한 것을 이용하였다. 또한, 동익내에서는 대표유선상의 유체의 원심력에 상당하는 체적력이 작용하는 영역으로 취급하였다. 즉, 동

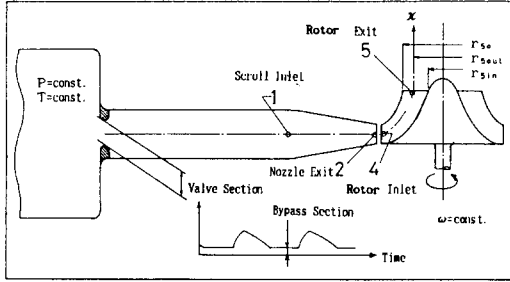


Fig. 3. One-dimensional model for calculation.

익내에서의 대표유선의 반경은 다음 식으로 결정하였다.

$$r_{out} = r_i + \frac{3}{4}(r_o - r_i) \quad (1)$$

r_{out} : 대표유선 반경

r_o : 로터출구 외주 반경

r_i : 로터출구 보스 반경

1차원 압축성 흐름의 지배방정식은 다음 식으로 나타내었다.

연속방정식:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} = -\rho v \frac{\partial F}{F dx} \quad (2)$$

운동량 방정식:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = f_b - f_f \quad (3)$$

에너지 방정식:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) \\ = (k-1)\rho v (f_f - f_b) \end{aligned} \quad (4)$$

체적력: 동익내; $f_b = \omega^2 r \frac{dr}{dx}$ (5)

동익외의 관로계; $f_b = 0$

마찰력: $f_f = \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2} \frac{v}{|v|}$ (6)

여기서, v : 유속, p : 압력, ρ : 밀도, F : 단면적, a : 음속, d : 등가 직경, ω : 동익의 회전 각속도, λ : 관 마찰계수, k : 비열비이다.

수치계산시, 관로내에서는 Lax-Wendroff계의 양해법인 MacCormack법에 의하여 계산하였

고, disc valve, 터빈 입출구등의 경계조건에 관하여서는 특성곡선법과 열역학 관계식, 속도 삼각형법 등으로부터 반복계산²⁾을 함과 동시에 매 시간마다의 물리량을 결정하는 방법을 채택하였다. 이와 같이 주된 계산을 MacCormack법으로 한 구체적인 이유는 후술하기로 하고, 여기서는 MacCormack법의 정식화에 대하여 간단히 설명한다.

단위 체적당 유량: $m = \rho v$ (7)

단위 체적당 내부 에너지: $e_s = \frac{\rho v^2}{2} + \frac{p}{k-1}$ (8)

단위 체적당 전 에너지: $h = p + e_s$, (9)

라고 하면, 식(2), (3), (4)는 다음의 matrix로 표시할 수 있다. 즉,

$$U = \begin{bmatrix} \rho \\ m \\ e_s \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$E = \begin{bmatrix} m \\ m v + p \\ h v \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{-m}{F} \frac{dF}{dx} \\ \frac{-m v}{F} \frac{dF}{dx} + \rho(f_b - f_f) \\ \frac{-h v}{F} \frac{dF}{dx} \end{bmatrix} \quad (12)$$

로, 정의하면, 다음의 matrix 방정식으로 된다.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial x} = B \quad (13)$$

MacCormack의 scheme은 FTCS(Forward-Time, Centered-Space), 즉, 시간에 관해서는 1차 정도의 양해법이며, 공간에 관해서는 2차 정도의 중심차분이다. 그러나, 실제로는 전진, 후퇴 2개의 1차 풍상차분 양해법을 조합시켜, 2단계의 과정을 지나면서 시간 Δt 를 전진시키는 방법³⁾을 채택하였다. 이것을 식으로 나타내면 다음과 같다.

중간 예측치: $\bar{U}_i = U_i^n - \Delta t \left(\frac{E_{i+1}^n - E_i^n}{\Delta x} - B_i^n \right)$ (15)

예측치의 수정치 :

$$U_i^{n+1} = \frac{\bar{U}_i + U_i^n}{2} - \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\bar{E}_i - \bar{E}_{i-1}}{\Delta x} - \bar{B}_i \right) \quad (15)$$

여기서, \bar{U} , \bar{E} 는 시각 n 과 $n+1$ 의 중간치를 나타내며, i 는 x 방향의 위치를 나타낸다. 또한, 본 계산에서의 Δx 는 CFL계산 조건에 의하여 $5mm$ 로 설정하였고, Fig.3의 전체 계산격자는 $373\Delta x$ 로 등간격 격자분할을 하였다.

3.1 수치터빈의 정상류 특성

비정상류의 계산에 앞서, 정상류에서의 계산을 행하여 수치계산상의 정상류 특성을 조사하였다. 계산모델의 터빈을 수치터빈이라 칭하고 이에 대한 결과를 Fig.4~8에 각각 나타낸다. 일반적으로 터빈의 특성을 나타내는 인자인 팽창비, 유량, torque, 출력, 반동도, 속도비, 터빈효율 등은 다음과 같은 정의식을 사용하였다.

$$\text{팽창비} : R = \frac{P_{01}}{P_a} \quad (16)$$

$$\text{수정유량} : M^* = \frac{M_1 \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \quad (17)$$

$$\text{수정출력} : L^* = \frac{L}{P_{01} \sqrt{T_{01}}} \quad (18)$$

$$\text{속도비} : \frac{U}{C} = \frac{U_5}{C_{ad}} \quad (19)$$

$$\text{반동도} : R_N = \frac{\left(\frac{P_4}{P_{01}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{P_a}{P_{01}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{P_a}{P_{01}}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (20)$$

$$\text{터빈효율} : \eta = \frac{L}{C_P T_{01} \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_{01}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) \cdot M_1} \quad (21)$$

$$\text{수정회전수} : N^* = \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \quad (22)$$

여기서, 하첨자 01은 터빈입구의 정체점에서의 값으로서 P_{01} 은 전압, T_{01} 은 전온을 나타내며 첨자 a는 대기 상태를 나타낸다. 또한, U_5 는 로터출

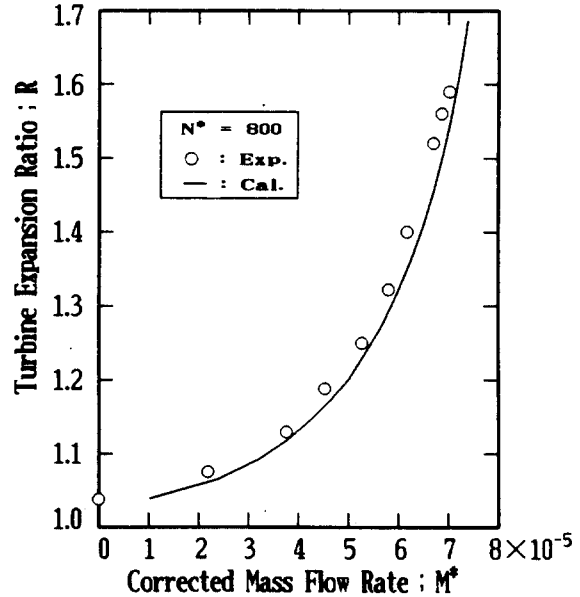


Fig. 4. Turbine characteristics of corrected mass flow rate (steady flow).

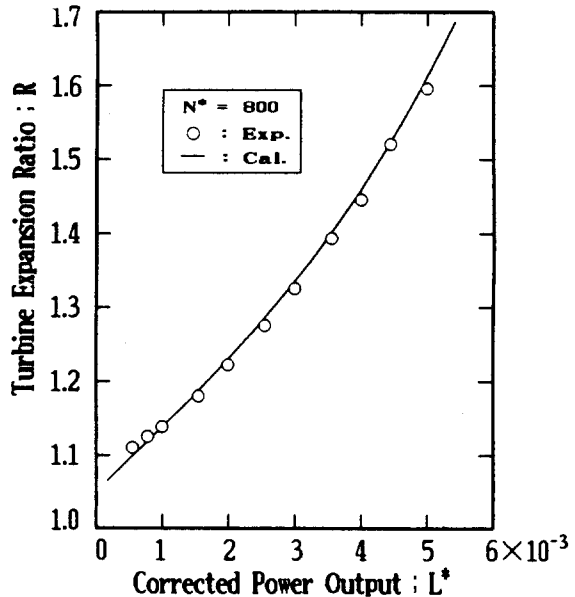


Fig. 5. Turbine characteristics of corrected power output (steady flow).

구에서의 원주방향 속도성분이고, C_{ad} 는 이론 팽창속도를 나타내며, 다음식과 같다.

$$: C_{ad} = \sqrt{2C_p T_{01} \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_{01}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)} \quad (23)$$

여기서, 수정유량, 수정출력, 수정회전수는 무차원이 아니지만 터빈 분야에서는 관습적으로 사용되고 있기 때문에 본 연구에서도 이를 기준으로 하였다. 또한, 수정회전수 $N^* = 800$ 은 터빈로터의 회전수가 약 $14,000rpm$ 에 상당한 값이다. Fig. 4, 5에서 알 수 있듯이 1차원의 수치터빈 모델에 의한 결과이지만 유량특성, 출력특성에 관하여서는 충분한 정도의 특성근사를 하고 있는 것을 나타낸다. 여기서, 실험치는 Konishi¹⁾에 의한 것이다.

Fig. 6, 7에서 터빈효율과 반응도는 실험치와 약간의 차이를 나타내고 있으나, 정성적인 특성은 1차원 수치터빈으로도 예측이 가능하다고 생각된다. 예를 들면, 속도비가 약 0.65 부근에서 최대의 터빈효율을 나타내는 경향은 터빈의 기초설계 단계에서 충분히 활용할 수 있을 것이다. 또한, Fig. 8은 팽창비에 대한 터빈의 각 특성을 나타낸 것으로, 본 터빈의 경우 팽창비가 약 1.2 까지는

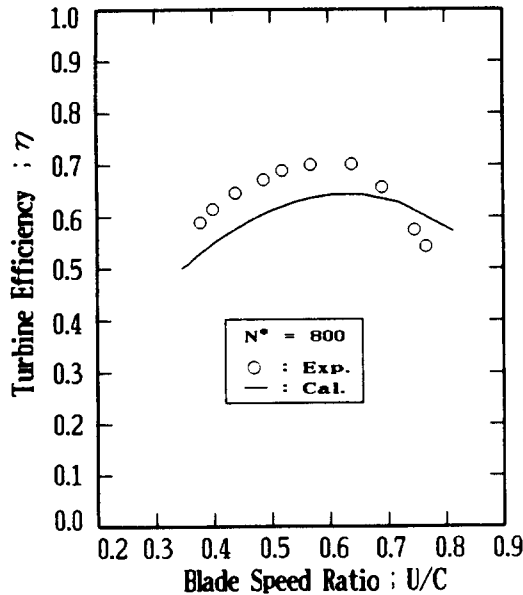


Fig. 6. Characteristics of turbine efficiency (steady flow).

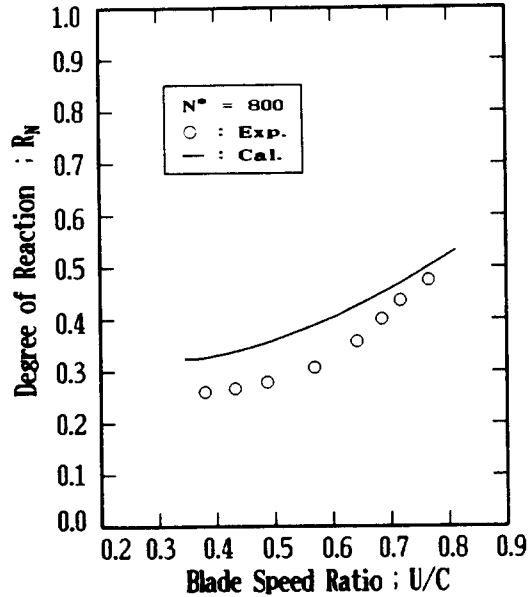


Fig. 7. Characteristics of reaction degree (steady flow).

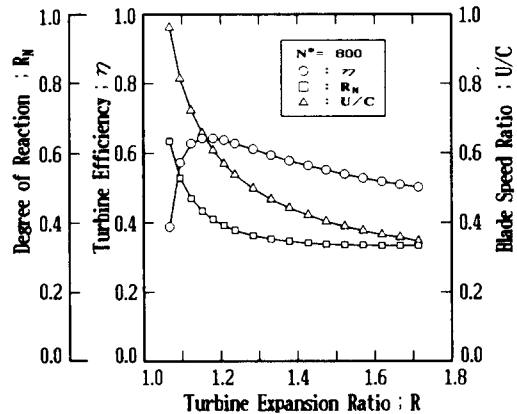


Fig. 8. Turbine characteristics for expansion ratio (steady flow).

급격한 반응도 및 속도비의 감소와 터빈효율의 급상승을 나타내고, 팽창비 1.2 부근에서 최대의 터빈효율을 나타내고 있다.

3.2 수치터빈의 비정상류 특성

Fig. 9는 비정상적인 맥동류가 터빈에 유입하였을 경우 터빈입구에서의 파형변화를 나타낸다. 비

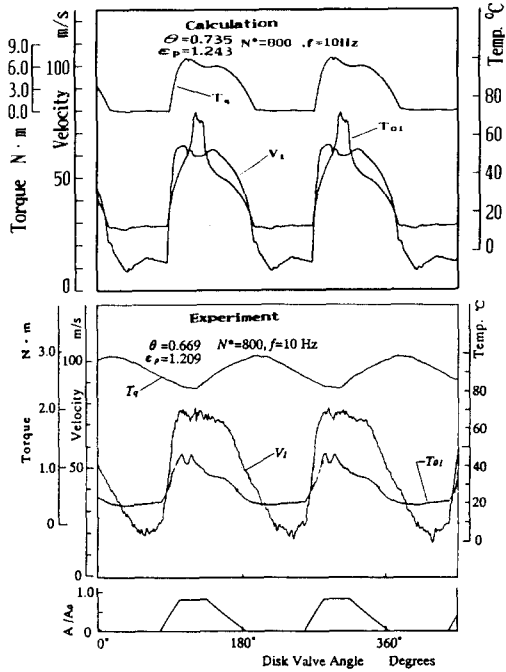


Fig. 9. Pressure in turbine scroll(unsteady flow).

정상성을 나타내는 지표로서 속도진폭비 θ , 압력 변동을 ϵ_p 를 다음과 같이 정의하였다.

$$\theta = \frac{V_{1max} - V_{1min}}{2V_{1mean}} \quad (24)$$

$$\epsilon_p = \frac{\sqrt{P^2}}{P_{mean}} \quad (25)$$

여기서 $\sqrt{P^2}$ 는 평균압력을 중심으로 변동하는 성분 즉, 압력변동치(root mean square)를 나타낸다. 그림에서 첨자 1, 4, 5는 터빈입구(turbine scroll), 로터입구, 로터출구를 나타내며, 첨자 0는 정체점(stagnation point)에서의 값을 나타낸다. 또한, x 축은 disc valve의 회전각을 나타내며, 면적비 A/A_o 의 A 는 disc valve의 개구면적, A_o 는 터빈입구의 면적을 나타낸다. 이와 같이 터빈입구의 맥동파형은 밸브의 면적비 즉, 밸브의 형상에 따라서 결정되므로 수많은 형태의 파형을 고려할 수 있다. 그러나, 실제의 과급

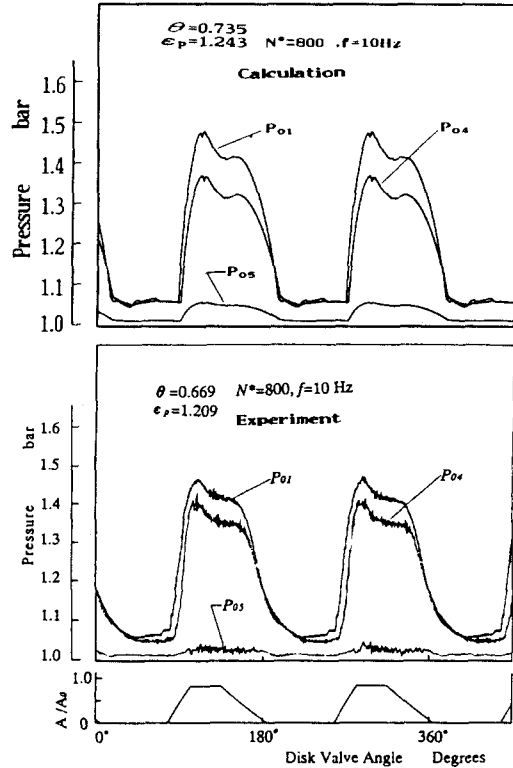


Fig. 10. Torque, temperature and velocity in turbine scroll(unsteady flow).

기 배기터빈으로 유입되는 파형은 피스톤엔진의 기통수동에 기인하기 때문에, 본 계산에서 사용한 파형은 보다 일반성을 지닌 것으로서 Fig.9와 같은 형태를 주로 취급하였다.

Fig.9의 압력변화와 Fig.10의 속도변화에 대한 계산결과는 실험결과와 정성적으로 비교적 잘 일치하고 있다. 그러나, torque는 실험에서는 축torque인 것에 비해, 계산에서는 동익 상에서 발생한 torque를 나타낸 것이어서, 파형 및 위상이 다소 차이가 있기 때문에 단순한 비교는 할 수 없지만, 시간 평균치의 관점에서 보면 거의 실험치를 재현하고 있음을 알 수 있다. 온도변화는 계산치의 경우가 실험치에 비하여 약 30% 높게 나타났다. 이것은 계산상 유체 밀도의 지나친 저하로 인한 것으로 사료되며, 1차원 계산의 한계 및 보다 보충적인 모델의 개량이 필요하다 생각된다.

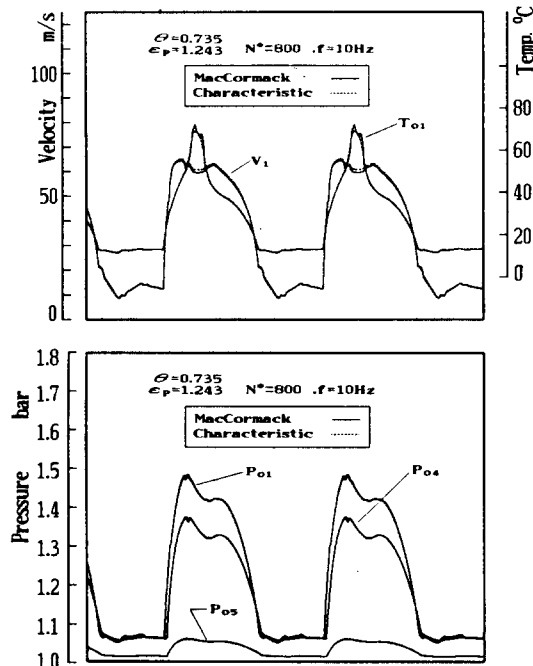


Fig. 11. Comparison between MacCormack and Characteristic Method.

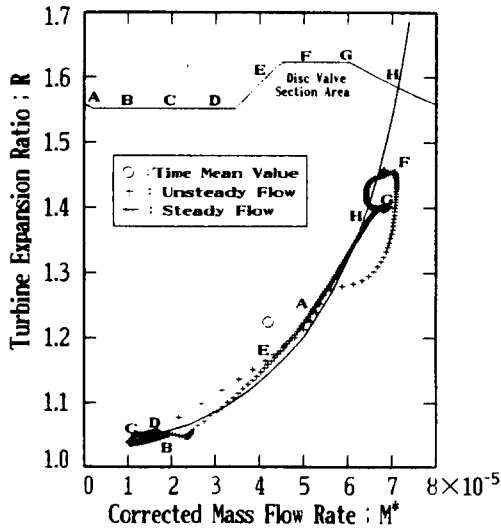


Fig. 12. Hysteresis curve for corrected mass flow rate.

Fig.11은 수치계산 scheme의 차이가 계산결과에 미치는 영향을 조사한 것이다. disc valve의

출구, 노즐의 입출구, 터빈로터의 입출구 등의 경계조건에서는 특성곡선법을 공통으로 사용하고, 관로계의 내부에서의 계산은 MacCormack법과 특성곡선법으로 계산한 것이다. 압력의 경우는 거의 차이가 보이지 않으나, 속도 및 온도에서는 약간의 차이를 보이고 있다. 이 정도의 차이는 거의 무시될 수 있으며, MacCormack법에 의한 결과가 최대 온도치 부근의 변화를 정성적으로는 Fig.10의 실험치를 보다 정확하게 나타내고 있음을 알 수 있다. 그리고, MacCormack법이 특성곡선법 보다 약 2배 정도 계산시간이 단축되었다. 본 계산모델의 경우는 비교적 짧은 관로계 ($373\Delta x = 1865\text{mm}$)이지만 피스톤엔진 흡토출의 전 관로계를 포함하는 터보과급기를 개발할 경우에는 계산관로도 길어져서 적어도 수 배의 계산시간을 단축할 수 있으며, 보다 경제적인 수치터빈의 개발 환경을 구축할 수 있을 것이다.

Fig.12는 settling tank의 압력이 1.45 bar일 경우, disc valve의 1사이클에 해당하는 순간유량 특성을 나타낸다. 즉, 정상류의 곡선을 따라서 hysteresis 곡선을 형성하고 있는 것을 알 수 있으며, 이러한 비정상류의 특성은 실험⁴⁾에서도 확인되었기 때문에 본 계산의 신빙성을 한층 더해주는 것으로 생각된다. 또한, disc valve가 최대로 열리는 순간(F점)에서 유량이 극대화 되는 것을 나타낸다. Fig.5에서 알 수 있듯이 팽창비가 커질수록 터빈의 출력이 상승되기 때문에, 엔진의 배기가스로 터빈을 유효하게 작동시키기 위해서는 가능한 높은 팽창비의 영역(예를들면, Fig. 12의 F점 부근이 Fig.9에서 최대 압력치의 영역이다)에서 맥동류를 유입시킬 수 있는 배기관 계통의 연구가 부가된다면 한층 더 고효율의 과급기 설계가 가능하다.

맥동류 구동 터빈의 성능예측을 할 경우, 성능에 영향을 미치는 중요한 인자로서는 맥동류 주파수, 진폭 등을 들 수 있으며, 이들에 관한 몇몇 보고^{5~7)}가 있다. 그러나, 이들의 보고 내용들의 문제점은 비정상류하에서 정확한 예측의 어려움 때문에 각 연구자의 결과가 다소 상이함을 내포하고

있다. 그래서, 여기서는 맥동류에 대한 터빈의 특성을 수치터빈상에서 재현시키는 것을 목적으로 하여 계산을 행하였다.

Fig. 13은 터빈입구에서 비정상류의 속도진폭비와 압력변동율의 관계를 나타낸 것으로서, 정상류에 가까운 작은 진폭의 경우나 비정상성이 강한 큰 진폭의 영역에서도 실험치와 잘 일치 하는 것으로 보아, 본 연구에서의 계산 모델은 강한 비정상류하에서의 터빈특성을 신빙성 있게 예측할 수 있다고 생각한다. 이를 기초로 하여 비정상류의 진폭 및 주파수를 변화시킨 것과 정상류의 특성과의 관계를 나타낸 것이 Fig. 14, 15이다.

한편, 맥동류 구동하의 터빈성능 예측방법은 시간평균법(Time-Averaged Analysis)과 준정상법(Quasi-Steady Analysis)을 주로 채택하고 있다. 즉, 시간평균법은 시간 평균 팽창비를 측정하여 팽창비-유량, 팽창비-출력의 정상류 곡선에 적용시켜 터빈의 특성을 예측하는 방법이며, 준정상법은 각 순간에 있어서 터빈은 정상류곡선을 따라서 작동한다는 가정을 이용하여 터빈의 특성을 예측하는 방법이다. 이 두가지 방법에 의한 계산 결과도 Fig. 14, 15에 나타내었다. 계산 결과, 같은 팽창비의 유량의 경우, 준정상법에서는 과소평가를 나타내었고 시간평균법에서는 역으로 과대평가를 나타내었다. 이러한 경향은 Konishi(1)의 실험에서도 나타난 것을 확인하였다.

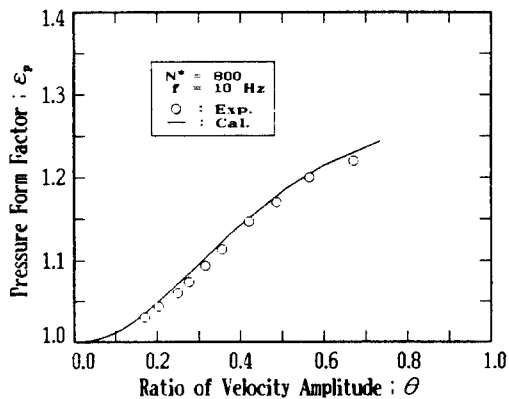


Fig. 13. Relationship between θ and ϵ_p .

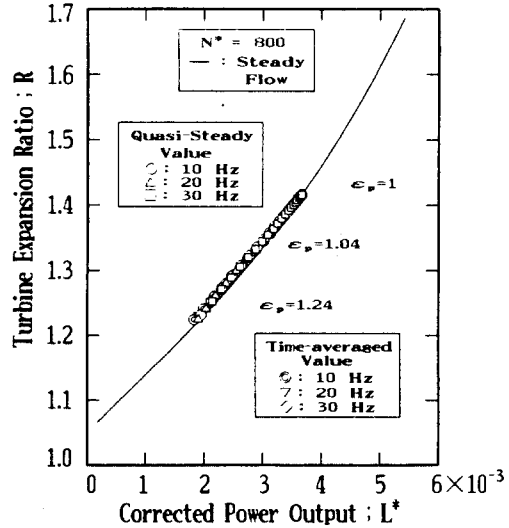


Fig. 14. Unsteady flow characteristics of power output.

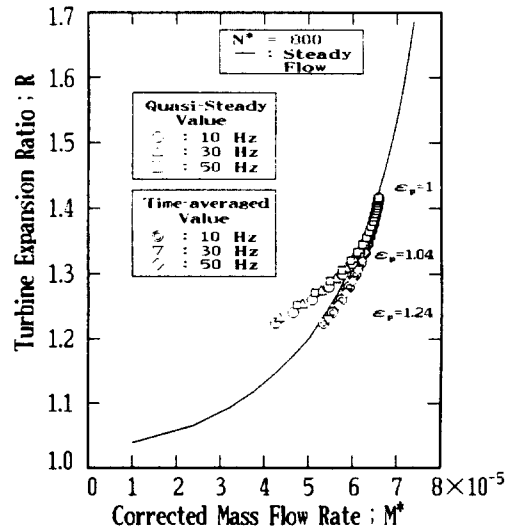


Fig. 15. Unsteady flow characteristics of mass flow rate.

또한, Fig. 14, 15에서 명백한 것은 주파수의 변화에 관하여서는 뚜렷한 차이가 없으나 압력변동을 ϵ_p 가 커질수록 정상류 곡선에서 상당한 차이를 나타내고 있다. 즉, ϵ_p 가 1.04 보다 큰 비정상류가 유입할 경우, 정상류 곡선으로부터의 유량 및 출

력의 산정은 적지 않은 오차의 발생을 감수하여야 함을 나타낸다. 그러나, 실제로 과급기가 사용될 경우, 1대의 과급기로 다수의 기통수를 갖는 형식이 많은 관계로 압력의 변동은 평활되어 평균류 성분이 큰 흐름이 되기 때문에 본 계산 조건보다 진폭이 작다고 생각한다.

따라서, 본 계산방법을 실제 기관에 적용하는 것은 큰 문제는 없으리라 사료된다. 또한, 터빈은 맥동류하에서도 거의 정상류 특성곡선을 따라서 작동한다고 볼 수 있으며, 정상류 특성이 좋은 터빈은 비정상류 특성도 좋다고 할 수 있다. 즉, Fig. 4, 5의 정상류 곡선의 경우를 보면, 본 연구에서 채택한 1차원 수치터빈의 결과로도 맥동류하에서의 과급기용 배기터빈의 유용한 기본설계 지침으로 충분히 활용될 수 있다고 판단된다.

4. 결 론

맥동류하에서의 과급기 구동용 배기터빈의 특성을 조사하기 위하여 1차원 비정상 압축성 유체의 수치해석을 행한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 정상류, 비정상류에 관계 없이 본 연구에서 개발된 1차원 모델의 계산으로도 터빈의 특성을 충분히 시뮬레이션 할 수 있다.

2) 정상류 성능이 좋은 터빈은 비정상류 특성도 좋다고 할 수 있으며, 이것은 맥동류하에 대한 터빈의 기본설계 지침이 된다.

3) 맥동류의 주파수가 터빈의 성능에 미치는 영향은 거의 무시될 수 있으나, 압력변동율의 영향은 중요한 요소로 작용한다.

4) 맥동류 과급기 특성의 수치해석법으로서, 계산시간의 측면에서 보면 특성곡선법보다 Mac-Cormack법이 대단히 유리하다.

참고문헌

- 1) Konishi, K. (1990) : Performances of Radial Inflow-Turbines for Exhaust Gas Turbochargers Under Nonsteady Flow Condition. Thesis of Doctor, Tokyo Univ., Japan. .
- 2) Sekita, D. and Yoshiki, H. (1987) : Performance of Radial Exhaust Turbine Driven by Pulsating Flow. 87-TOKYO-IGTC-24.
- 3) Patrick, J. and Roache. (1976) : Computational Fluid Dynamics. Hermosa Publishers, 244 - 256.
- 4) Winterbone, D.E. and Alexander, G.I. (1990) : Measurement of the Performance of a Radial Inflow Turbine in Conditional Steady and Unsteady Flow. Inst. Mech. Eng. C405/015, 153 - 162.
- 5) Wallace, F.J. and Blair, G.P. (1965) : The Pulsating-Flow Performance of Inward Radial-Flow Turbines. ASME Paper, 65-GTP-21
- 6) Wallace, F.J. and Blair, G.P. (1969-1970) : Performance of Inward Radial Flow Turbines under non-Steady Flow Conditions. Proc. Inst. Mech. Eng. Vol. 184, Pt. 1, 184 - 194.
- 7) Benson, R.S. and Scrimshaw, K.H. (1965 - 1966) : An Experimental Investigation of non-Steady Flow in a Radial Gas Turbines. Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 180, Pt. 3J Paper 23, 74 - 85.