

맥동 유동이 있는 트윈 스크롤 터보과급기의 터빈 효율 측정

정진은^{1*}, 전세훈²

¹한국기술교육대학교 기계공학부, ²한국기술교육대학교 대학원 기계공학과

Turbine Efficiency Measurement of Pulsating Flow in a Twin Scroll Turbocharger

Jin-Eun Chung^{1*}, Se-Hun Jeon²

¹Department of Mechanical Engineering, Korea University of Education and Technology

²Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Korea University of Education and Technology

요약 터보과급은 디젤엔진과 가솔린엔진 모두에서 핵심기술이다. 특히 가솔린엔진에서 엔진 다운사이징 등 다른 제어 기술과 결합하여 이산화탄소(CO₂) 배출을 감소시키는 데 효과적이다. 본 연구에서는 승용차용 가솔린엔진에 장착되는 트윈 스크롤 터빈 터보과급기에서 맥동유동의 터빈 효율을 측정하였다. 맥동 생성장치가 있는 저온 테스트 벤치를 제작하여 맥동 유동이 있는 비정상상태의 압력과 온도를 측정하고 터빈 효율을 산출하였다. 테스트 벤치는 공기 압축기, 트윈 스크롤 터빈, 온도 및 압력 측정 장치 등으로 구성되었다. 실제 승용차용 엔진에서 주로 사용되는 중저속 엔진 작동 영역에 해당하는 맥동 주파수 25.0 Hz와 33.3 Hz를 공급하면서 터보과급기 회전속도를 60,000 rpm에서 100,000 rpm까지 변화시키며 측정을 수행하였다. 이때 압축비를 1.088에서 1.600 사이의 값으로 조정하였다. 이 측정 조건에서 터빈 효율은 0.517~0.544 값을 보였다. 맥동 주파수 33.3 Hz의 경우, 터빈 회전수 60,000 rpm에서 터빈 효율의 변동은 7.7%이나 터빈 회전수 100,000 rpm에서 변동은 2.6%로 터빈 회전수가 증가함에 따라 맥동의 영향은 감소하였다. 맥동 유동에서의 터빈 효율은 정상 유동 터빈 효율에 비해 터빈 회전수 60,000 rpm 인 경우 7.0%, 회전수 100,000 rpm 인 경우 3.0% 낮은 값을 보이고 있어 맥동 유동이 터빈 효율을 악화시키는 결과를 보였으며 이러한 영향은 터빈 회전수가 증가함에 따라 감소하였다.

Abstract Turbocharging is becoming a key technology for both diesel and gasoline engines. Regarding gasoline engines, turbocharging can help reduce carbon dioxide (CO₂) emissions when used in conjunction with other technologies. This paper presents measurements of the turbine efficiency of pulsating flow in a twin-scroll turbocharger for gasoline engines. A cold gas test bench with a pulse generator was manufactured. The turbine efficiencies were calculated using the measured data of the instantaneous pressure and temperature of the inlet and exit of the turbine. The measurements were carried out at turbine speeds from 60,000 to 100,000 rpm under a pulsating flow of 25.0 Hz and 33.0 Hz. The turbine efficiencies ranged from 0.517 to 0.544. At the pulse frequency, 33.3 Hz, the variations in efficiency were 7.7% and 2.6% at turbine speeds of 60,000 rpm and 100,000 rpm, respectively. The turbine efficiency of the pulsating flow compared to those of steady flow was 7.0% and 3.0% lower at a turbine speed of 60,000 rpm and 100,000 rpm, respectively. The pulsating flow deteriorated the turbine efficiency, but the effects of pulsating flow decreased with increasing turbine speed.

Keywords : Cold Gas Test Bench, Pulsating Flow, Turbocharger, Twin Scroll, Turbine Efficiency

본 논문은 2020년 한국기술교육대학교 교수 교육연구진흥과제 지원에 의하여 연구되었음.

*Corresponding Author : Jin-Eun Chung(Korea University of Education and Technology)

email: jechung@koreatech.ac.kr

Received November 6, 2020

Revised December 7, 2020

Accepted February 5, 2021

Published February 28, 2021

1. 서론

자동차의 구동장치 관련하여 큰 변화가 진행되고 있는 가운데, 디젤 엔진은 최근 전자 제어 연료 분사와 향상된 터보 과급(turbocharging) 기술을 적용하여 저연비와 고출력을 실현하고 있다. 또한 가솔린 엔진은 우수한 후처리, 고출력과 탁월한 차량 운전성을 유지하면서 이산화탄소 배출량을 감소시키기 위하여 연비 향상이 반드시 필요하다. 이를 위하여 가장 효과적인 방법이 엔진의 크기를 줄이는 다운 사이징(down-sizing)이다. 충전 부스팅, 직접 분사 등 기술과 연결하여 다운 사이징을 이용하면 연비 향상이 가능하다[1,2].

이러한 관점에서 터보 과급은 디젤 엔진과 가솔린 엔진에서 핵심 기술이 되었다. 한편, 다운 사이징이 적용된 가솔린 엔진에서 터보 과급을 성공적으로 적용하기 위하여 배기가스 온도 증가, 저 토크, 과도 응답성 문제 등을 해결하기 위하여 다양한 기술이 개발되고 있다. 이러한 기술 중 트윈 스크롤(twin scroll) 터빈을 사용한 터보과급기는 싱글 스크롤 터보과급기에 비해 터보 래그(turbo lag) 현상이 감소하며 따라서 응답 성능을 개선하여 저속에서 고속까지 넓은 운전 영역에서 토크 증대를 실현할 수 있다[3,4].

터보과급기 개발하는 과정을 살펴보면, 터보과급기의 성능을 측정하고 측정된 성능을 바탕으로 엔진과 매칭을 수행한다. 이 때 일반적으로 정상 유동 조건에서의 터빈 성능을 측정한다. 그러나 배기가스의 맥동유동(pulsating flow)은 터보과급기 성능에 중요한 영향을 주기 때문에 터보과급기 성능을 평가할 때 비정상 유동을 반드시 고려하여야 한다. Wallace 등[5], Winterbone 등[6], 그리고 Kosuge 등[7]이 비정상 유동이 터보과급기 터빈의 효율에 주는 영향에 대해 연구하였고, Marelli 등[8]은 싱글 스크롤 터빈에 대한 비정상 유동의 터빈 성능 평가를 수행하였고, Rajoo 등[9]은 트윈 스크롤 가변 터빈에 대하여 비정상 유동 터빈 성능 평가를 수행하였다.

본 연구에서는 맥동 유동이 트윈 스크롤 터보과급기의 터빈 효율에 미치는 영향을 분석하기 위하여, 맥동 발생 장치를 포함하는 저온 가스 테스트 벤치를 제작하고, 순간 압력과 온도를 측정하여 터빈 출력과 터빈 효율을 산출하였다. 이때 실제 차량의 주로 사용되는 중저속 엔진 회전수 1,500 rpm과 2,500 rpm에 해당하는 맥동 주파수 25.0 Hz와 33.3 Hz를 사용하였고, 터빈회전수는 60,000 rpm에서 100,000 rpm을 설정하였다. 그리고 맥동 유동의 터빈 효율을 정상 유동의 터빈 효율과 비교 분석하였다.

2. 트윈 스크롤 터보과급기

Fig. 1은 4기통 엔진에 적용된 트윈 스크롤 터보과급기의 터빈의 구조와 배기 시스템과의 연결을 보여주고 있다. 터빈 로터 블레이드로 들어가는 배기 가스 유로가 전면부(front side)와 후면부(rear side)로 나누어져 있다. 이때 실린더 2번과 3번에서 나온 배기는 전면부로, 실린더 1번과 4번에서 나온 배기는 후면부로 들어간다.

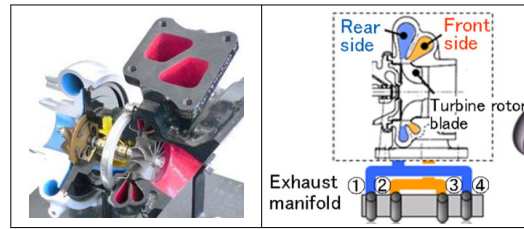


Fig. 1. Twin scroll turbocharger[10]

3. 터보과급기 성능 측정

3.1 터빈 성능 측정 장치

연구를 수행하기 위하여 구성된 테스트 벤치는 다음 Fig. 2와 같이 공기 압축기, 트윈 터빈 스크롤, 맥동 생성 장치, 압력 및 온도 센서로 구성된다. Table 1은 측정에 사용된 압력 센서와 온도 센서의 제원을 보여준다.

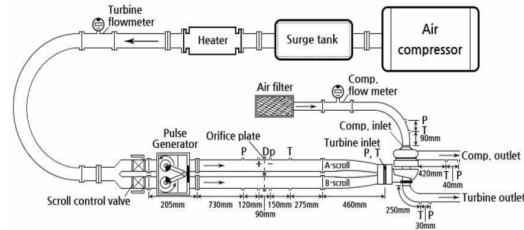


Fig. 2. Schematic of experimental apparatus

Table 1. Specifications of sensors

Sensor	Specification			Location
	Range	Accuracy	Type	
Pressure	1 psid	±0.1% FS	Differential	Inlet
Pressure	0~5 bar	±1.0% FS	Absolute	
Temperature	-73~260 °C	100Ω ±0.12%	RTD PT100	
Pressure	0~2 bar	±1.0% FS	Absolute	Outlet
Temperature	-73~260 °C	100Ω ±0.12%	RTD PT100	

그리고 맥동유동 발생 장치는 맥동유동을 발생하기 위하여 Fig. 3에서 보는 바와 같은 상판(upper plate)과 하판(lower plate)로 구성된 초퍼(chopper plate) 장치를 사용하였다. 하판을 고정된 상태에서 상판을 회전시켜 개방된 면적을 변화시키므로 압축 공기의 유량이 변하며 압력이 변한다. 이 때 압축 공기가 통과하는 면적이 크랭크 각에 따라 변하는 대상엔진의 배기 밸브 유효면적(valve curtain area)이 되도록 설계하였다. 이 장치는 초퍼 판의 가동 여부에 따라 정상 유동(steady flow)과 비정상 맥동 유동(unsteady pulsating flow)을 구현하는 것이 가능하다. 즉, 초퍼 판을 가동하지 않으면 정상 유동, 가동하면 비정상 맥동 유동을 구현한다.

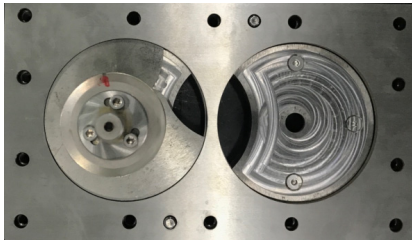


Fig. 3. Photos of upper plate(left) and lower plate(right)

3.2 터보과급기 터빈 효율

3.2.1 정상 유동 터빈 효율

정상 유동이 있는 트윈 스크롤 터보과급기에서 터빈의 등엔트로피(isentropic) 터빈 효율 $\eta_{t, is}$ 은 다음과 같이 정의한다[11].

$$\eta_{t, is} = \frac{P_t}{P_{t, is}} \quad (1)$$

Where, P_t is real turbine power and $P_{t, is}$ is isentropic turbine power.

이때 실제 터빈 출력과 등엔트로피 터빈 출력은 다음과 같다.

$$P_t = \dot{m}_t c_p (T_3 - T_4) \quad (2)$$

$$P_{t, is} = \dot{m}_t c_p T_3 \left[1 - \left(\frac{p_{4, s}}{p_{3, t}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (3)$$

Where T_3 is turbine inlet temperature, T_4 is turbine outlet temperature, $p_{3, t}$ 는 turbine inlet total pressure, and $p_{4, s}$ is turbine outlet static pressure.

3.2.2 맥동 유동 터빈 효율

맥동 유동이 있는 트윈 스크롤 터보과급기에서 터빈 입구와 출구에서 압력과 온도를 측정하였다.

압력은 순간 압력과 평균 압력을 측정하였으며 정확한 압력 측정을 위하여 압력 교정기를 사용하여 교정 작업을 수행한 후 측정에 사용하였다.

터보과급기와 같이 복잡한 상황에서 순간 온도를 측정하기 어려워 평균 온도를 측정하고 측정된 순간 압력과 다음 관계식을 이용하여 계산하였다[12].

$$T_{3i} = T_{3m} \left(\frac{p_{3i}}{p_{3m}} \right)^{(k-1)/k} \quad (4)$$

Where i means instantaneous value and m means average value.

맥동 유동 터빈 효율에 대하여 평균 사이클 효율은 펄스 구간에서 실제 터빈 일(Δh_{tr})에 대한 등엔트로피 터빈 일(Δh_{ts})의 비로 계산된다[12].

$$\eta_t = \frac{\Delta h_{tr}}{\Delta h_{ts}} = \frac{\int_0^T \Delta h_{tr}}{\int_0^T \Delta h_{ts}} \quad (5)$$

펄스가 짧은 시간 간격으로 구성되면, 등엔트로피 터빈 일은 다음과 같이 표현된다.

$$\Delta h_{ts} = \frac{\sum_{i=1}^n \left(\dot{m}_{ti} \Delta t_i c_{pi} T_{3i} \left(1 - \left(\frac{p_{4i}}{p_{3i}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \right)}{\sum_{i=1}^n \left(\dot{m}_{ti} \Delta t_i \right)} \quad (6)$$

그리고 실제 터빈 일은 다음과 같이 실제 순간 터빈 출력과 순간 터빈 질량 유량율의 비로 표현된다.

$$\Delta h_{tr} = \frac{\sum_{i=1}^n (P_{ti} \Delta t_i)}{\sum_{i=1}^n (\dot{m}_{ti} \Delta t_i)} \quad (7)$$

3.2 실험 조건

본 연구에서는 볼 베어링이 적용된 2.0 L 가솔린 엔진용 트윈 스크롤 터보과급기를 대상으로 웨이트 게이트는 완전히 닫힌 상태에서 냉각수는 사용하지 않고 실험을 진행하며 실험 조건은 다음 Table 2와 같다.

Table 2. Experimental conditions

Sensors	Conditions
Oil temperature	40 °C(± 1 °C)
Oil Pressure	3.5 bar g (± 0.05 bar g)
Turbine inlet temperature	40 °C(± 1°C)

실험은 저속 영역을 대표하는 60,000 rpm과 70,000 rpm을 선정하였고, 저속에서 중속으로 넘어가는 영역을 고려하여 90,000 rpm과 100,000 rpm을 선정하였다. Table 3와 같이 각각 터보과급기의 회전수를 고정하고 목표로 잡은 압축기 압력비의 최소, 최대 범위 내에서 압력비를 변경하며 실험을 수행하였다. 먼저 목표 압축기 회전수를 도달하도록 터빈 공급 유량을 조절하였다. 그리고 압축 배압 밸브를 조절하여 압축기의 압축비를 변화시켰다. 압축비가 작은 오차 내에서 고정될 때 터빈과 압축기에 대한 데이터를 수집하였다. 실험은 맥동이 없는 정상유동과 맥동이 있는 비정상유동 조건으로 나누어 진행하였다.

Table 3. Turbocharger speeds and compressor pressure ratio

Turbocharger speed (rpm)	Compressor pressure ratio	
	min.	max.
60,000	1.088	1.195
70,000	1.116	1.269
90,000	1.170	1.450
100,000	1.250	1.600

4. 측정 결과

터빈 회전수 60,000, 70,000, 90,000, 그리고 100,000 rpm, 맥동 주파수 25.0 Hz와 33.0 Hz 에서 터빈 효율을 산출하였으며 회전수 60,000 rpm과 100,000 rpm에서 맥동 유동의 영향을 분석하였다.

Fig. 4는 터빈 회전수 60,000 rpm, 맥동 주파수 25.0 Hz와 33.3 Hz에서 순간 터빈 출력의 주기 변동을 보여 주고 있다. 터빈에 들어가는 맥동 유동에 의하여 터빈에서 생산되는 출력이 주기 시간에 따라 변하는 형상을 보이고 있다. 맥동 주파수 25.0 Hz인 경우 출력 최대값은 1.22 kW, 최소값은 0.75 kW이며 주파수 33.3 Hz인 경우 출력의 최대값이 1.36 kW, 최소값이 0.40 kW로 맥동 주파수 33.3 Hz 인 경우에 변동이 조금 심하고 최대값이 11.0 % 큰 값을 보이고 있다.

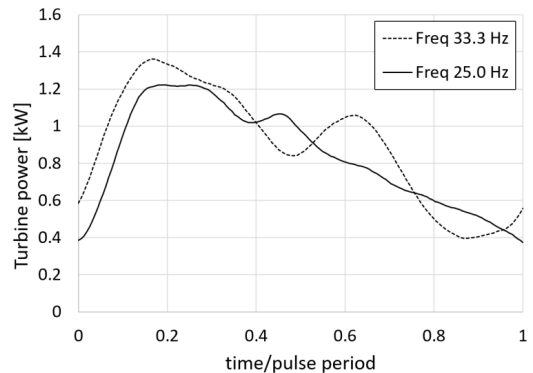


Fig. 4. Instantaneous turbine power of twin scroll turbine at turbine speed 60,000 rpm

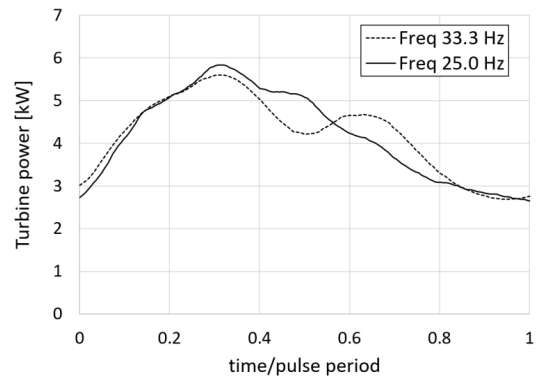


Fig. 5. Instantaneous turbine power of twin scroll turbine at turbine speed 100,000 rpm

그리고 Fig. 5는 터빈 회전수 100,000 rpm, 맥동 주파수 25.0 Hz와 33.3 Hz에서 순간 터빈 출력의 주기 변동을 보여 주고 있다. 터빈에 들어가는 맥동 유동에 의하여 터빈에서 생산되는 출력이 주기 시간에 따라 변하는 형상을 보이고 있다. 맥동 주파수 25.0 Hz인 경우 출력의 최대값은 5.84 kW, 최소값은 2.65 kW이며 주파수 33.3 Hz인 경우 출력의 최대값이 5.55 kW, 최소값이 2.71 kW로 맥동 주파수 33.3 Hz 인 경우에 변동이 조금 심하나, 최대값은 25.0 Hz에서 5.0 % 큰 값을 보이고 있다. 전반적으로 터빈 회전수가 증가함에 따라 맥동의 영향이 작아짐을 보이고 있다.

Fig. 6은 터빈 회전수 600,000 rpm, 맥동 주파수 25.0 Hz와 33.3 Hz에서 블레이드 속도비에 대한 맥동 유동의 터빈 효율을 정상 유동의 터빈 효율과 함께 보이고 있다. 맥동 주파수 25.0 Hz인 경우 터빈 효율의 최소값은 0.528, 최대값은 0.544, 평균값 0.536, 변동 3.0 %이며 주파수 33.3 Hz인 경우 최소값은 0.514, 최대값은

0.555, 평균값 0.535, 변동 7.7 % 으로 산출되었다. 맥동 주파수가 증가함에 따라 터빈 효율의 평균값은 유사하나 변동 폭이 증가하고 있다.

그리고 터빈 회전수 60,000 rpm에서 정상 유동에서의 터빈 효율은 최소값 0.566, 최대값 0.586, 평균값 0.576 과 비교하면, 맥동 유동에서의 터빈 효율이 평균값을 기준으로 7.0 % 가량 낮게 산출되었다. 이러한 결과는 터보과급기에서 맥동 유동이 터빈 효율을 악화시킨다는 기존 연구 결과와 일치한다[12].

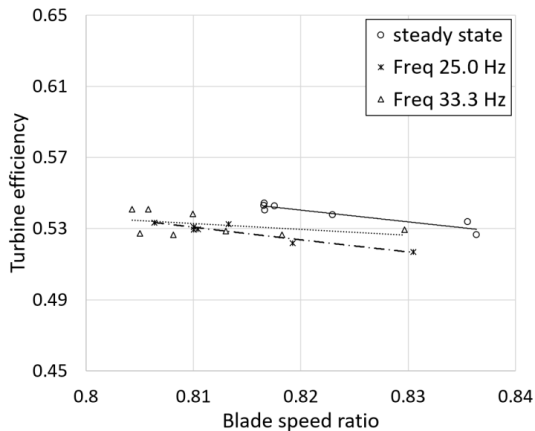


Fig. 6. Comparison of turbine efficiencies of pulsating flow and the steady flow according to the blade speed ratio at 60,000 rpm

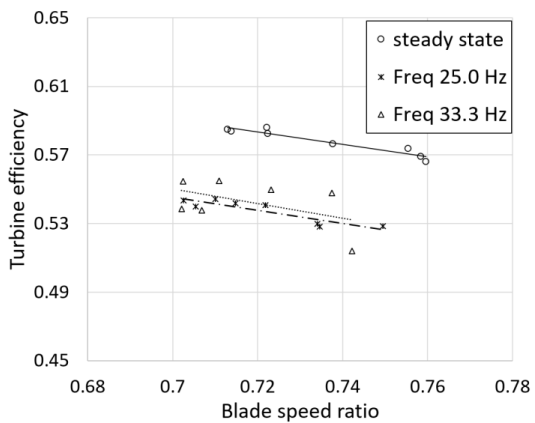


Fig. 7. Comparison of turbine efficiencies of pulsating flow and the steady flow according to the blade speed ratio at 100,000 rpm

Fig. 7은 터빈 회전수 100,000 rpm, 맥동 주파수 25.0 Hz와 33.3 Hz에서 블레이드 속도비에 대한 맥동 유동의 터빈 효율을 정상 유동의 터빈 효율과 함께 보

고 있다. 맥동 주파수 25.0 Hz인 경우 터빈 효율의 최소값은 0.517, 최대값은 0.533, 평균값 0.525, 변동 3.0 % 이며 주파수 33.3 Hz인 경우 최소값은 0.527, 최대값은 0.541, 평균값 0.534, 변동 2.6 % 으로 산출되었다. 맥동 주파수가 증가함에 따라 터빈 효율의 평균값이 약간 증가하고 있으며 변동 폭은 터빈 회전수 60,000 rpm에 비하여 작은 결과를 보이고 있다.

그리고 터빈 회전수 100,000 rpm에서 정상 유동에서의 터빈 효율은 최소값 0.526, 최대값 0.544, 평균값 0.535 과 비교하면, 맥동 유동에서의 터빈 효율이 평균값을 기준으로 1.0 % 가량 낮게, 그리고 동일한 블레이드 속도비에서는 3.0 % 가량 낮은 값을 보이고 있다.

5. 결론

맥동 유동이 트윈 스크롤 터보과급기의 터빈 효율에 미치는 영향을 분석하기 위하여 맥동 생성 장치를 포함하는 테스트 벤치를 제작하고, 순간 압력과 온도를 측정하고 터빈 효율을 산출하고 정상 유동의 터빈 효율과 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 맥동 생성 장치를 포함한 저온 가스 테스트 벤치는 트윈 스크롤 터보과급기의 맥동 유동 성능을 측정하는데 적절하였다.
- 2) 맥동 유동이 있는 터보과급기의 터빈 효율은 최소 0.517, 최대 0.544의 값을 보이고 있으며 터빈 회전수가 증가함에 따라 블레이드 속도비가 증가하고 터빈 효율은 감소하고 있다.
- 3) 맥동 주파수 33.3 Hz 에서 터빈 회전수 60,000 rpm 에서 터빈 효율의 변동 폭은 7.7 %이나 터빈 회전수 100,000 rpm 에서는 2.6 %를 보이고 있어 맥동 유동이 터빈 효율 변동에 미치는 영향은 터빈 회전수가 낮은 영역에서는 크게 나타났으며 터빈 회전수 증가함에 따라 작아지는 결과를 보인다.
- 4) 맥동 유동에서의 터빈 효율은 정상 유동에서의 터빈 효율에 비해 터빈 회전수 60,000 rpm에서는 7.0%, 100,000 rpm에서는 3.0 % 낮은 값이 산출되어 맥동 유동이 터빈 효율을 악화시키는 결과를 보였다. 그러나 이러한 영향은 터빈 회전수가 증가함에 따라 감소하였다.

References

- [1] T. Lake, J. Strokes, R. Muphy, R. Osborne, "Turbocharging Concepts for Downsizing DI Gasoline Engines," *SAE paper 2004-01-0036*, 2003
- [2] W. Badel, G. K. Fraidl, P. E. Kapus, H. Sikinger, "The Turbocharged GDI Engine : Boosted Synergies for High Fuel Economy Plus Ultra-low Eission," *SAE paper 2006-01-1266*, 2006.
- [3] K. Osako, T. Yokoyama, T. Yoshida, T. Hoshi, E. Ebisu, T. Shiraishi, "Development of Twinscroll Turbine for Automotive Turbochargers using Unsteady Numerical Simulation," *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, vol. 50, no. 1, pp.23-30, 2013.
- [4] M. Capobianco, A. Gambarotta, "Performance of a Twin-entry Automotive Turbocharger Turbine," *Energy-Sources Technology Conference & Exhibition, ASME*, 1993.
- [5] F. J. Wallace, G. P. Blair, "The Pulsating-flow Performance of Inward Radial-flow Turbines," *ASME*, No.65-GTP-21, pp.1-21, 1965.
DOI: <https://doi.org/10.1115/65-GTP-21>
- [6] D. E. Winterbone, R. J. Pearson, "Turbocharger Turbine Performance under Unsteady Flow - A Review of Experimental Results and Proposed Models," *IMECHE Conference Transactions*, no. 11, pp.193-208, 1974
- [7] H. Kosuge, N. Yamanaka, I. Ariga, I. Watanabe, "Performance of Radial Flow Turbines under Pulsating Flow Conditions," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 98, no. 1, pp.53-59, 1976.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3446110>
- [8] S. Marelli, M. Capobianco, "Steady and Pulsating Flow Efficiency of a Waste-gated Turbocharger Radial Flow Turbine for Automotive Application," *Energy*, vol. 36, no. 1, pp.459-465, 2011.
DOI:<https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.10.019>
- [9] S. Rajoo, A. Romagnoli, R. F. Martinez-Botas, "Unsteady performance analysis of a twin-entry variable geometry turbocharger turbine," *Energy*, vol. 38, no. 1, pp.176-189, 2012
DOI:<https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.12.017>
- [10] D. Pratte, A Look At Twin Scroll Turbo System Design Divide and Conquer?,
<http://www.superstreetonline.com/how-to/engine/mo dp-0906-twin-scroll-turbo-system-design>
- [11] N. Watson, M. S. Janota, "Turbocharging the Internal Combustion Engine," The Mcmillian Press Ltd., pp.29-286, 1982.
- [12] M. Capobianco, S. Marelli, "Unsteady Flow Turbine Performance in Turbocharged Automotive Engines," *EAEC Conference Paper*, pp.1-6, 2007

정 진 은(Jin-Eun Chung)

[정회원]



- 1980년 2월 : 서울대학교 공과대학 기계공학 (공학사)
- 1990년 8월 : 서울대학교 대학원 기계공학과 (공학박사)
- 1982년 3월 ~ 1991년 2월 : 한국과학기술연구원 연구원
- 1992년 3월 ~ 현재 : 한국기술교육대학교 기계공학부 교수

<관심분야>

열유체 시스템, 동력장치, 터보과급기, 시스템 신뢰성

전 세 훈(Se-Hun Jeon)

[준회원]



- 2009년 3월 ~ 2016년 2월 : 한국기술교육대학교 기계공학부 (공학사)
- 2016년 3월 ~ 2018년 8월 : 한국기술교육대학교 일반대학원 기계공학과 (석사)

<관심분야>

열유체 시스템, 터보과급기, 측정 및 분석