

트윈스크롤 터보과급기에서 맥동유동의 질량유량 측정

정진은^{1*}, 전세훈²

¹한국기술교육대학교 기계공학부, ²한국기술교육대학교 대학원 기계공학과

Mass Flow Rate Measurement of Pulsating Flow in a Twin-Scroll Turbocharger

Jin-Eun Chung^{1*}, Se-Hun Jeon²

¹Dept. of Mechanical Engineering, Korea Univ. of Technology and Education

²Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School, Korea Univ. of Technology and Education

요약 터보과급기는 엔진에 장착하여 연비를 개선하는 효과적인 장치로 디젤엔진과 가솔린엔진 모두에서 광범위하게 사용되고 있다. 본 연구에서는 승용차용 가솔린엔진에 사용되는 트윈스크롤 터보과급기에서 발생하는 맥동유동의 질량유량을 측정하였다. 자체 설계 제작한 맥동유동장치를 사용하여 맥동이 있는 비정상상태에서 유동의 질량유량을 측정하였고, 맥동이 없는 정상상태의 질량유량과 비교 분석하였다. 맥동유동장치는 회전하는 상판과 고정된 하판을 사용하여 변하는 엔진의 배기밸브 유효면적을 반영하였다. 맥동이 있는 비정상상태 질량유량을 측정하기 위하여 차압식 압력계를 이용한 오리피스 유량계를 사용하였다. 이때 기체의 온도와 절대압력을 측정하여 기체 밀도 변화를 고려하였다. 터보과급기의 저속 성능을 분석하기 위하여 압축공기를 사용하여 터보과급기 회전속도 60,000rpm에서 100,000rpm의 범위에서 측정을 수행하였다. 비정상상태의 질량유량은 정상상태와 비교하여 크게 다른 결과를 보였다. 정상상태 질량유량 계수는 터빈 팽창비가 증가함에 따라 증가하지만, 비정상상태 질량유량 계수는 정상상태 값 주변의 히스테리시스 루프를 형성하며 변화량은 정상유동 기준 최대 5.0배이다. 이것은 맥동유동에 의하여 터빈 볼류트 공간에서 충전과 방출이 일어나기 때문이다.

Abstract Turbochargers are an effective device to reduce the fuel consumption. In this study, the mass flow rate of pulsating flow in the twin-scroll turbocharger for the gasoline engine of passenger vehicles was measured. Pulsating flow was achieved using a pulse generator and the mass flow rate of the unsteady pulsating flow was analyzed by comparing it with those of the steady flow. The pulse generator consisted of a rotating upper plate and a fixed lower plate. To measure the mass flow rate of unsteady flow, the orifice flow meter equipped with the difference pressure transducer was used. To analyze the low speed performance of the turbocharger, the measurement was carried out in the speed of turbocharger from 60,000rpm to 100,000rpm. The mass flow parameters of the unsteady pulsating flow showed a large difference compared to those of the steady flow. Those of the unsteady flow showed the hysteresis loop surrounding the mass flow parameters of the steady flow and the maximum variation of the mass flow parameters were 5.0 times those of the steady flow. This phenomenon is the result of the filling and emptying the turbine volute space due to pulsating flow.

Keywords : Turbocharger, Twin-Scroll, Pulsating Flow, Unsteady Flow, Mass Flow Rate

본 논문은 2018년 한국기술교육대학교 교수 연구제 지원에 의하여 연구되었음.

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

email: jechung@koreatech.ac.kr

Received August 8, 2019

Revised September 4, 2019

Accepted December 6, 2019

Published December 31, 2019

1. 서론

최근 강화되고 있는 배기가스 규제와 석유자원의 고갈로 인한 사회적 분위기의 영향으로 자동차 분야에서 터보과급기의 역할 비중이 높아지고 있다[1]. 터보과급기는 내연기관의 다운사이징을 실현하여 유해 배기가스 배출량과 연료소비량을 효과적으로 감소시키며, 엔진의 저속부터 전 부하까지 높은 토크를 발생시켜 운전성능을 향상시키고 있다. 현재 대부분의 디젤 엔진은 터보 과급기 시스템이 적용되어 있으며, 최근 가솔린 엔진까지 적용이 확산되고 있다[2].

이와 같이 터보과급기의 활용이 확대됨에 따라, 넓은 운전 영역에서 출력 증대, 연비 개선 및 유해배출물 저감을 위한 다양한 기술이 개발되고 있다. 이러한 기술 중 트윈스크롤(twin scroll) 터보 하우징[3,4]을 사용한 터보과급기는 실린더 별 행정순서를 고려하여 배기간섭을 피하기 위해 배기 매니폴드부터 터빈 로터에 도달할 때까지 관로를 두 개로 분리한다. 그러므로 싱글스크롤(single scroll) 터보과급기에 비해 터보 래그(turbo lag) 현상이 감소하며, 관로의 단면적을 축소하여 엔진의 저속 영역에서 배기 가스의 유속을 증가시켜 스푼업(spool up)이 빠르고 반응성이 좋다. 따라서 응답성능을 개선하여 저속에서 고속까지 넓은 운전 영역에서 토크 증대를 실현하므로 연비가 개선되고 유해배출물이 저감되는 결과를 보이고 있다.

한편, 터보과급기 개발 과정을 살펴보면, 터보과급기의 성능을 측정하고 측정된 성능을 바탕으로 엔진과 매칭을 수행한다. 이때 과급기 성능은 질량유량에 따른 압축기와 터빈의 압력비와 효율을 회전속도의 함수로 표시된다. 이러한 성능 측정은 일반적으로 정상상태의 유동에서 측정한다. 그러나 실제 차량에 장착된 터보과급기의 터빈은 엔진 배기 매니폴드와 직접 결합되며 배기 밸브의 개폐에 따라 배기가스의 맥동 유동으로 인해 비정상 조건 하에 작동한다. 하지만 대부분의 터보과급기 제작업체는 비정상 유동 조건에서의 터빈 성능에 대해 정보를 제공하지 않는다. 그러나 배기가스의 맥동유동(pulsating flow)은 터보과급기 성능에 중요한 영향을 주며 엔진과 터보과급기 매칭(matching)의 최적화를 위해 반드시 필요하기 때문에 터보과급기 터빈에 대한 효율 평가 시 비정상 유동을 반드시 고려해야한다. 따라서 터보과급기 터빈에 대해 정상 및 비정상 유동 조건 모두에서 성능 평가가 반드시 필요하다.

Wallace와 Blair[5], Winterbine 등[6] 그리고

Kosuge[7]이 일찍부터 비정상 유동이 터보과급기 터빈의 효율에 주는 영향에 대해 연구하였는데 압력에 대해 서만 순간 측정값을 사용하였고 질량 유량, 온도, 회전속도 및 토크 값은 평균값을 사용하였다. Capobianco와 Gambarotta[8]는 순간 압력 값만 측정하고 나머지 파라미터에 대해서는 준정상(quasi-steady) 접근법을 이용했다. 하지만 Capobianco와 Marelli [9,10]는 평균값 파라미터와 준정상 접근법을 사용하면 실제 측정값을 사용한 효율에 비해 과대평가되어 비정상 작동 상태를 예측하는데 적합하지 않음을 보였다.

본 연구에서는 실제 차량의 주로 사용되는 1,500~2,500rpm의 중저속 엔진 작동 구간에서 터보과급기의 성능을 평가하기 위하여, 압축 공기를 사용하여 실제 엔진의 배기가스 맥동 유동을 모사할 수 있는 맥동 발생 장치를 포함하는 테스트 벤치를 제작하였다. 이를 이용하여 크랭크 각에 따른 순간 질량 유량을 측정하여 질량유량 계수를 정상유동과 비정상 맥동유동에 대하여 비교 분석하였다.

2. 트윈스크롤 터보과급기

Fig. 1은 4 기통 엔진에 적용된 트윈스크롤 터보과급기의 터빈의 구조와 배기 시스템과의 연결을 보여주고 있다. 터빈 로터 블레이드로 들어가는 터빈 입구의 유로가 전면구(front inlet of scroll)과 후면구(rear inlet of scroll)로 나누어져 있다. 2번과 3번 실린더의 배기가스는 전면구로, 1번과 4번 실린더의 배기가스는 후면구로 들어온다.

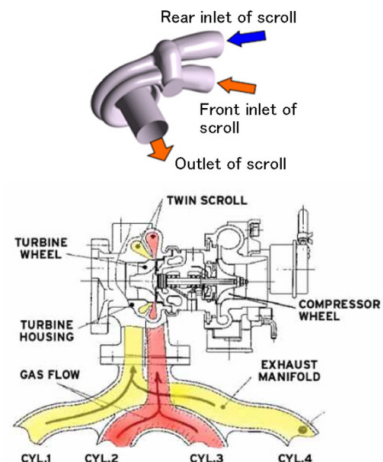


Fig. 1. Schematic of twin-scroll turbocharger

3. 측정 장치 및 실험 조건

3.1 측정 장치

본 연구에서 구성한 테스트 벤치는 다음 Fig. 2 와 같이 맥동유동 발생 장치(pulse generator), 터빈부 측정 장치, 압축기 부 측정 장치로 구성되며 각각의 입구와 출구에 압력, 온도 센서들을 장착하였다.

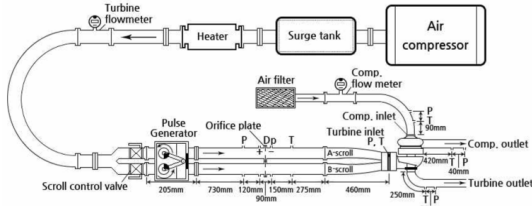


Fig. 2. Schematic of experimental apparatus

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 회전하여 개방된 면적을 변화시키므로 공기의 유량을 조절하는 방식으로 압축 공기가 통과할 수 있는 공간의 면적이 크랭크 각에 따라 변하는 대상엔진의 배기 밸브 유효면적 (valve curtain area)이 되도록 설계하였다. 또한, 상판과 하판 각각 2개를 제작하여 모두 사용하면 트윈 스크롤 터보과급기에 대응할 수 있고, 1개만 사용하면 싱글 스크롤 터보과급기도 가능하다. 이 장치는 초퍼 판의 가동 여부에 따라 정상 유동(steady flow)와 비정상 유동(unsteady flow)을 구현하는 것이 가능하다. 즉, 초퍼 판을 가동하지 않으면 정상 유동, 가동하면 비정상 유동을 구현한다.

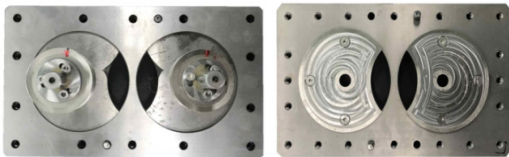


Fig. 3. Photos of upper plates and lower plates

Table 1은 측정에 사용된 압력센서와 온도센서의 제원을 보여준다.

Table 1. Specifications of sensors

Sensor	Specification			Location
	Range	Accuracy	Type	
Pressure	1 psid	$\pm 0.1\%$ FS	Differential	Between Pulse Generator and Turbine Inlet
Pressure	0~5 bar	$\pm 1.0\%$ FS	Absolute	
Temperature	-73~260 °C	$100\Omega \pm 0.12\%$	RTD PT100	Turbine Inlet
Pressure	0~2 bar	$\pm 1.0\%$ FS	Absolute	
Temperature	-73~260 °C	$100\Omega \pm 0.12\%$	RTD PT100	Turbine Outlet
Speed	0~360 *103 rpm		Picoturn	Turbo Speed

3.2 실험 조건

본 연구에서는 볼 베어링이 적용된 2.0 L 가솔린 엔진용 트윈스크롤 터보과급기를 대상으로 실험을 진행하였다. 실험 조건은 Table 2와 같다.

Table 2. Conditions of experiment

Oil temperature	40 °C($\pm 1^\circ$ C)
Oil Pressure	3.5 barg(± 0.05 barg)
Operation of the waste-gate	Totally closed
Turbine inlet temperature	40 °C($\pm 1^\circ$ C)
Compressor inlet temperature	Ambient temperature
Turbine surface temperature	Constant temperature
Coolant	Not used

일반적으로 터보과급기의 성능 평가는 고온가스벤치를 이용하여 약 600 °C의 터빈입구 온도 조건에서 진행된다. 그러나 이러한 조건은 터빈에서 과도한 열전달이 발생하여 각 측정 부분의 온도를 왜곡시키고, 압축 작동 영역 한계를 이야기하여 터빈 성능 측정 범위가 제한된다. 이를 극복하기 위하여 본 연구에서는 저온가스 실험 방법을 활용하고 터빈 주요부를 단열 처리하여 열전달을 최소화하는 방향으로 실험을 진행하였다.

실험은 맥동이 없는 정상유동과 맥동이 있는 비정상 유동 조건으로 나누어 진행하였다. 두 조건에서 공통적으로 제어를 통해 목표 압축기 회전수를 도달하도록 터빈 공급 유량을 조절하였다. 이때 압축 배압 밸브를 조절하여 압축기의 압축비를 변화시켰다. 압축비가 작은 오차 내에서 고정될 때 터빈과 압축기에 대한 데이터를 수집하였다.

맥동이 있는 비정상 유동의 순간 질량유량을 측정하기 위하여 오리피스(orifice) 압력계를 사용하였다. 일반적

으로 정확한 질량유량을 측정하기 위하여 열선(hot-wire) 방식의 유량계를 사용한다. 그러나 열선 유량계는 고가이며 교정 및 측정에 어려움이 있어 엔진에 사용되는 터보과급기를 지나는 질량유량을 측정하는데 어려움이 있다. Tabaczynski 등[11]이 오리피스 유량계를 사용하여 실제 엔진에서 비정상 상태의 배기가스의 질량유량을 측정하였다. 또한 Laurantzson [12]은 벤츄리(venturi) 유량계를 이용하여 맥동유동의 순간 질량유량을 측정하여 좋은 결과를 보였다. 따라서 오리피스 유량계를 사용하여 맥동유동의 질량유량을 측정하였다.

본 연구에서 사용된 오리피스 유량계는 직경이 32.5mm 이며 최대 유량은 250 kg/h 이다. 오리피스 유량계를 이용하여 순간 유량을 측정하기 위하여 높은 정확도와 응답성을 갖는 차압계가 필요하다. 따라서 ±0.1% FS 정확도와 10 kHz 응답성을 갖는 정밀 차압계를 사용하였다. 공기 압축기를 작동하여 압축 공기를 장치에 공급하며 각각의 센서에서 순간 차압, 평균 압력, 평균 온도를 측정하여 컨트롤 박스의 DAQ 보드를 통하여 데이터를 수집한다.

오리피스 유량계는 ISO 5167-2:2003[13]에 따라 다음과 같은 관계식을 이용하여 질량 유량을 산출한다. 차압과 동시에 유체의 온도와 압력을 측정하여 밀도의 변화를 고려하였다.

$$\dot{m} = \epsilon C_D \frac{\pi d^2}{4\sqrt{1-(d/D)^4}} \sqrt{2\rho\Delta p} \quad (1)$$

여기서 \dot{m} 은 질량 유량[kg/s], ϵ 는 팽창 계수, C_D 는 유량 계수, d 는 오리피스 직경, D 는 관 내경, ρ 는 밀도 [kg/m³], Δp 는 압력차[Pa] 이다.

3.3 측정값 교정

압력은 순간 압력과 평균 압력을 측정하였다. 정확한 압력 측정을 위하여 압력 교정기기(calibrator)를 사용하여 Fig. 4와 같이 압력을 측정하였다. 이를 바탕으로 압력 센서에 대해 교정 작업을 진행하고, 선형 교정식을 산출하여 사용하였다.

비정상 유동의 순간 온도 측정은 엔진 터보과급기와 같이 열악한 환경에서 측정하기 어려워 다음과 같이 방법으로 사용하였다. 먼저 정밀한 백금저항 온도계를 사용하여 터빈 입구의 평균온도를 측정한 후, 이상기체의 단열과정이라는 가정을 적용하여 다음 관계식을 적용한다.

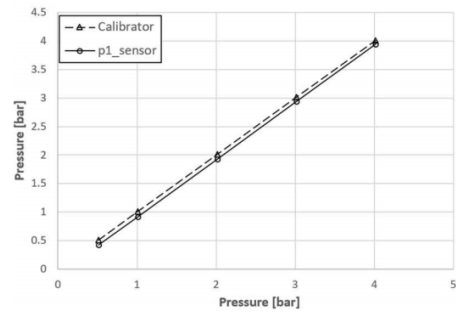


Fig. 4. Calibration curves of pressure sensor

$$\frac{T(t)}{\bar{T}} = \left(\frac{p(t)}{\bar{p}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2)$$

여기서 $T(t)$ 는 순간 온도[K], \bar{T} 는 평균온도 [K], $p(t)$ 는 순간 압력[Pa], \bar{p} 는 평균 압력 [Pa]이다.

오리피스 유량계는 국제공인 교정기관에서 80 kg/h에서 250 kg/h 범위에 대하여 교정을 진행하였다. 유량계 교정 결과는 Table 3과 같다. 측정 범위에서 0.4% 이내의 오차를 보이고 있어 적절한 것으로 판단하였다.

Table 3. Calibration data of orifice flowmeter

No.	Standard mass flow rate (kg/h)	Calibrated mass flow rate (kg/h)	Error (%)
1	80.753	80.443	-0.38
2	100.390	100.650	0.26
3	150.380	150.659	0.19
4	200.546	200.227	-0.16
5	250.069	250.130	0.02

4. 실험결과

엔진 회전수 1,500 rpm과 2,000 rpm에 해당하는 주파수 25.0 Hz와 33.3 Hz의 맥동 유동을 터빈에 공급하면서, 터보과급기 회전수 60,000 rpm과 100,000 rpm에서의 실험을 수행하였다.

정상유동에 대하여 7번 실험을 수행하였으며 회전수 60,000 rpm과 100,000 rpm에서 평균 압력은 각각 1.36 bar, 2.28 bar 이다. 이때 표준편차는 각각 0.023, 0.052를 보였다. 맥동 유동에서는 20 주기에 대한 평균값을 취하였다.

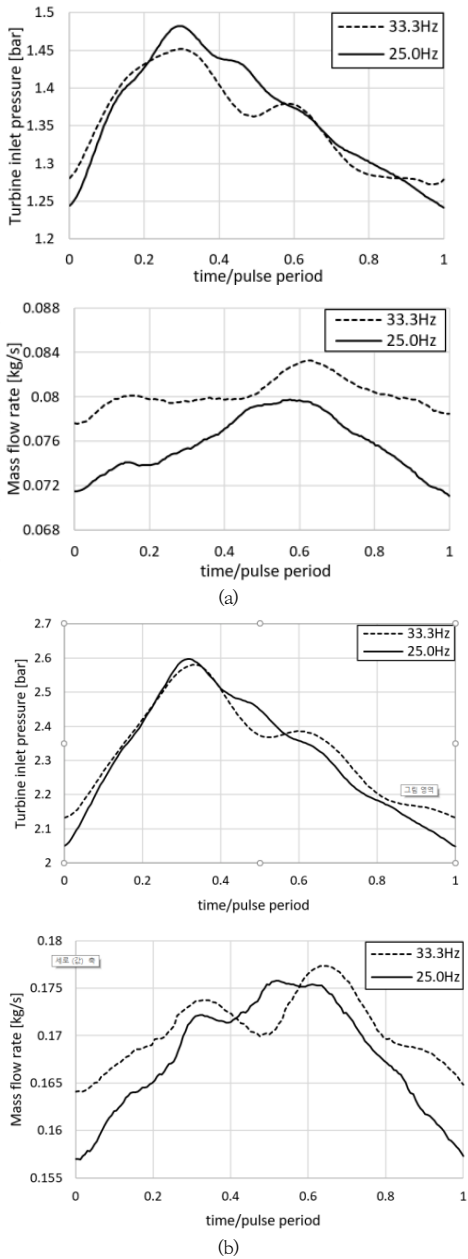


Fig. 5. Turbine inlet pressure and mass flow rate of pulsating flow at (a) 60,000 and (b) 100,000 rpm

Fig. 5는 주파수 25.0 Hz와 33.3 Hz의 맥동 유동이 있는 상황에서, 터보과급기 회전수 60,000 rpm과 100,000 rpm에서의 터빈입구 압력과 질량 유량을 보이고 있다.

터빈 입구 압력의 경우 맥동 유동의 영향을 분명하고

보이고 있다. 회전수 60,000 rpm의 경우, 25.0 Hz에서 최소 1.24 bar에서 최대 1.48 bar, 33.3 Hz에서 1.27 bar에서 최대 1.45 bar를 보이고 있어 변동폭이 각각 18%, 13%이다. 회전수 100,000 rpm의 경우, 25.0 Hz에서 최소 2.06 bar에서 최대 2.60 bar, 33.3 Hz에서 2.13 bar에서 최대 2.58 bar를 보이고 있어 변동폭이 각각 24%, 20%이다. 여기서 변동폭은 최대값과 최소값이 차이를 정상유동의 평균값으로 나눈 수치이다. 맥동 주파수가 높을수록 변동폭은 감소하였으나 주기 내에서 변화는 커졌다. 터빈 회전수가 증가함에 따라 변동폭이 커졌다.

터빈 질량 유량은 전반적으로 터빈 입구 압력에 비례함을 보이고 있다. 맥동의 영향은 분명하게 나타나고 있으며 터보과급기 회전수가 증가함에 따라 맥동의 영향은 더욱 커짐을 알 수 있다.

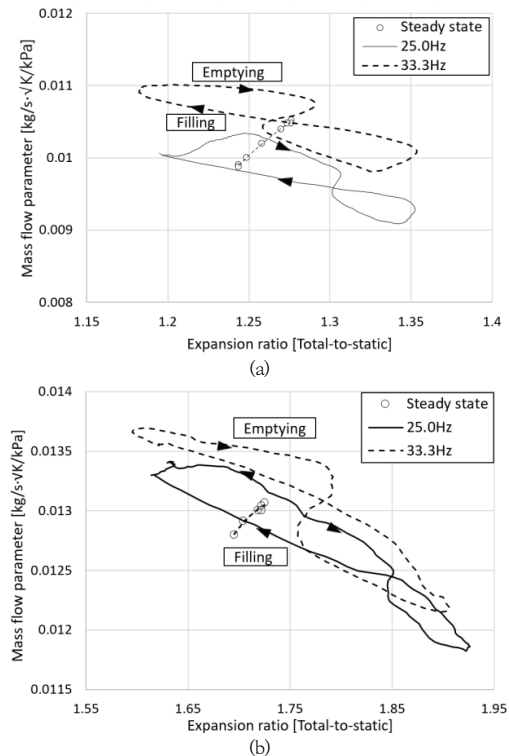


Fig. 6. Mass flow parameter as a function of expansion ratio of pulsating flow at (a) 60,000 and (b) 100,000 rpm

Fig. 6 각 회전수에서 팽창비에 대한 터빈 질량유량계수(MFP, mass flow parameter)를 보이고 있다. 질량 유량계수 MEP와 팽창비 ER는 다음과 같이 정의된다.

$$MFP = \dot{m}_t \frac{\sqrt{T_{3,t}}}{p_{3,t}} \quad (3)$$

$$ER = \frac{p_{3,t}}{p_{4,s}} \quad (4)$$

위 식에서 \dot{m}_t 는 터빈 질량유량[kg/s], $T_{3,t}$ 는 터빈 입구 온도[K], $p_{3,t}$ 는 터빈 입구 전압력[Pa], $p_{4,s}$ 는 터빈 출구 정압력[Pa]이다.

위의 그림에서 정상상태와 비교하여 맥동 영향이 분명하게 나타난다. 동일한 평균 입구 압력과 터빈 회전수 조건에서 정상 유동의 곡선 주변으로 비정상 유동의 히스테리시스 루프(hysteresis loop)가 형성된다. 회전수 60,000 rpm의 경우, 정상 유동에서 팽창비가 1.24에서 1.28로, 질량유량계수가 0.0098에서 0.0105로 변화하는 동안 25.0 Hz에서는 팽창비가 1.20에서 1.35로, 질량유량계수는 0.0092에서 0.0100로 변화하고, 33.3 Hz에서는 팽창비가 1.18에서 1.35로, 질량유량계수는 0.010에서 0.011로 변화한다. 팽창비 변화량은 정상 유동을 기준으로 25.0 Hz에서 3.8배, 33.3Hz에서 4.3배 증가하였으며, 질량유량계수 변화량은 각각 14%, 43% 증가하였다. 회전수 100,000 rpm의 경우, 정상 유동에서 팽창비가 1.70에서 1.73로, 질량유량계수가 0.0128에서 0.0131로 변화하는 동안, 25.0 Hz에서는 팽창비가 1.61에서 1.93으로, 질량유량계수가 0.0118에서 0.0132로, 33.3 Hz에서는 팽창비가 1.60에서 1.91로, 질량유량계수는 0.0122에서 0.0137로 변화한다. 팽창비 변화량은 정상 유동을 기준으로 25.0Hz에서 10.7배, 33.3Hz에서 10.3배, 질량유량계수는 각각 4.7배, 5.0배 증가하였다.

이러한 이유는 발생하는 맥동 유동이 매우 빨라서 터빈 볼류트(volute)의 부피를 점진적으로 채우기 위한 충분한 시간을 갖지 못하고 결과적으로 펄스가 최고점에 이루기 전에 볼류트의 공간이 채워지지 않는다. 따라서 그래프와 같이 터빈 볼류트에서 충전(filling)과 방출(emptying)이 반복해서 나타나며 질량유량계수와 팽창비 선도에서 히스테리시스 루프를 형성하게 된다.

터보과급기의 회전속도가 증가할수록 히스테리시스 루프의 영역은 확대되며, 맥동 주파수가 증가할수록 팽창비의 변화가 심해지는 것을 보이고 있다.

5. 결론

맥동유동이 있는 트윈스크롤 터보과급기의 성능을 측정하기 위한 테스트 벤치를 설계 제작하고 정상유동과 맥동이 있는 비정상 유동에서 터빈에 들어가는 질량유량을 측정하고, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 정밀한 차압계를 이용한 오리피스 유량계를 사용하여 25.0 Hz와 33.3 Hz 맥동유동이 있는 비정상유동의 순간 질량유량을 측정하였다.
- 2) 터보과급기 회전수 6,000rpm에서 맥동 주파수 25.0 Hz와 33.3 Hz에 대하여 압력 변동폭이 18%, 13%, 회전수 10,000 rpm에서 압력 변동폭이 각각 24%, 20%를 보여 주파수가 증가하면 압력 변동폭이 감소하였고 회전수가 증가하면 맥동의 영향이 커졌다.
- 3) 맥동유동에 대하여 터빈 볼류트에서 충전과 방출에 의하여 형성되는 히스테리시스 루프 형태의 팽창비와 질량유량계수 관계를 측정하였다. 이때 팽창비 변화량은 정상유동 기준으로 10.7배까지, 질량유량계수 변화량은 5.0배까지 증가하였다. 회전수의 영향이 크게 나타났으며, 주파수의 영향은 상대적으로 적었다.
- 4) 이러한 현상은 터빈 성능에 큰 영향을 미칠 것으로 판단된다. 따라서 터보과급기의 성능 평가에서 맥동유동을 반드시 고려하여야 한다.
- 5) 본 연구를 통해 개발된 장치는 맥동유동이 있는 트윈스크롤 터보과급기 성능 평가 시스템에 사용될 것이다.

References

- [1] N. Warson, M. S. Janota, "Turbocharging the Internal Combustion Engine," The Mcmillian Press Ltd., pp.264-286, 1982.
- [2] P. Leduc, B. Dubar, G. Monnier, "Downsizing of Gasoline Engine : an Efficient Way to Reduce CO2 Emission," Oil & Gas Science and Technology, vol. 58, no. 1, pp.115-127, 2003.
DOI: <http://dx.doi.org/10.2516/ogst:2003008>
- [3] M. Mueller, T. Streule, S. Sumser, G. Hertweck, A. Nolte, W. Schmid, "The Asymmetric Twin Scroll Turbine for Exhaust Gas Turbochargers," ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air, GT2008-50614, pp.1547-1554, 2008.
- [4] 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.
- [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: <http://dx.doi.org/10.1115/65-GTO-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] M. Capobianco, A. Gambarotta, "Variable Geometry and Waste-gated Automotive Turbochargers: Measurements and Comparison of Turbine Performance," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 114, no. 3, pp.553-560, 1992.
DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2906624>
- [9] M. Capobianco, S. Marelli, "Unsteady Flow Turbine Performance in Turbocharged Automotive Engines," EAEC Conference Paper, pp.1-6, 2007
- [10] 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>
- [11] R. Tabaczynski, J. Heywood, J. Keck, "Time-resolved measurements of hydrocarbon mass flowrate in the exhaust of a spark-ignition engine," SAE Technical Paper, no.720112, pp.1-12, 1972.
DOI: <https://doi.org/10.4271/720112>
- [12] F. Laurantzson, "Flow Measuring Technique in Steady and Pulsating Compressible Flows," Technical Reports from Royal Institute of Technology, Sweden, pp.52-59, 2010.
- [13] ISO 5167-2, "Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full," 2003.

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)

[준(학생)회원]



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

〈관심분야〉

열유체 시스템, 터보과급기, 측정 및 분석