

## 대형 상용차용 수동변속기내 윤활시스템의 유동특성에 관한 연구

이중섭\* · 서정세\*\*† · 송철기\*\*\* · 신유인\*\*\*\* · 윤지훈\*\*\*\* · 정경택\*\*\*\*\*

### A Study on the Flow Characteristic of Lubrication Oil System in Manual Transmission System for Large Commercial Vehicle

Chung seob Yi\*, Jeong se Suh\*\*†, Chul ki Song\*\*\*, Yoo in Shin\*\*\*\*, Ji hun Yun\*\*\*\*, Kyung taek Chung\*\*\*\*\*

Key Words : Transmission(변속기), Main shaft(주축), Lubricating Pipe(윤활관), Commercial vehicle(상용차)

#### ABSTRACT

This study has conducted numerical analysis for lubrication system of transmission for commercial vehicle. The lubrication oil system in transmission can be applied to a large scale commercial vehicle which is over 15tons. The flow rate of lubricating oil has been obtained for each of branch port from the lubrication pipe. The results from numerical simulation are mainly suggested for the mass flow rate of lubrication oil in the rotating main shaft of transmission system. It has been found that the mass flow rate from oil hole increased with an rotating rate of main shaft. The flow characteristic from oil hole has been presented for the lubricating system in the manual transmission.

#### 1. 서론

오늘날 승용차뿐만 아니라 상용차 엔진의 고성능 및 고용량화로 인해 변속기 적용부하는 점차 커지고 있다. 이로 인해 상용차 변속기는 고속 및 고부하시 발생하는 마멸, 열 발생을 줄이기 위해 적정 변속기 윤활유의 공급이 필수적이라 할 수 있다. 더욱 경제성이 높은 상용차량 개발을 위한 신기술의 핵심은 엔진과 변속기에 있으며, 엔진에서 생성되는 토크와 회전 속도만으로는 자동차에서 필요로 하는 구동력과 차량 속도를 맞출 수 없기 때문에 엔진의 토크와 회전 속도를 변화시키는 변속기가 반드시 필요하다. 또한 최근 자동차 산업의 방향은 친환경적 차량의 개발에 따른 소비자들의 다양한 요구로 인하여 친환경 차량의 수요가 증가하고 있는 추세이다. 이러한 자동차 산업의 추세에 맞추어 상용차량 역시 엔진의 연소 효율을 올리기 위한 노력과 아울러 차량운행 상

태에 가장 적절한 감속비를 제공하는 변속기 개발의 필요성이 강조되고 있다.

특히 CO<sub>2</sub> 규제를 국가별 자율 규제에서 자동차 메이커별 강제 규제화하는 법제화 제정이 2012년 적용을 목표로 유럽에서 진행 중이며, 미국에서는 2017년 목표로 연비 강화 규정을 법제화 추진하고 있다. 따라서 지구 온난화와 관련된 CO<sub>2</sub> 감축정책 및 고유가 현실에서 친환경 상용차량 개발 및 연비향상은 더 좋은 것을 위한 개선이 아닌 자동차 산업의 생존을 위한 필수 과제로 대두되고 있으며 고연비를 위한 변속기 기술 개발이 활발히 진행되고 있다. 상용차부문의 경우 주행거리 및 적재중량이 일반 승용차에 비해 크기 때문에 고연비와 동력전달 효율을 높이기 위한 수동 변속기 기술개발을 절실히 요구받고 있다.<sup>1-3)</sup>

현재 국내 자동차 변속기 업체의 전반적인 기술수준 향상을 위한 기술개발이 필요한 시점에 와 있지만 변속기에서 발생하는 여러 문제 중 가장 먼저 해결해야할 과제는 변속기 부품 및 중량 증가에 따른 차량의 성능저하이다. 이러한 차량의 성능저하를 최소화하기 위하여 변속기 개발 단계에서 변속기 부품의 소형화 및 경량화에 중점을 두고 개발이 진행되어야 한다. 이와 같은 변속기 부품의 소형화 및 경량화는 변속기 시스템에서 또 다른 문제점을 야기하며, 그것은 바로 변속기

\* 경상대학교 BK사업단(첨단기계항공)

\*\* 경상대학교 기계항공공학부, ERI

\*\*\* 경상대학교 기계항공공학부

\*\*\*\* 경상대학교 대학원

\*\*\*\*\* 한국승강기대학 승강기기계설계과

† E-mail : jssuh@gnu.ac.kr

시스템에서 가장 중요시되는 냉각 및 윤활성능 저하이다.

변속기 속성상 상대운동을 전제로 구동하기 때문에 이로 인해 필연적으로 마멸과 마찰열이 동반하게 된다. 이러한 문제는 변속기 내구성에 크게 영향을 미치는 인자로 적정량의 변속기 윤활유는 마찰로 인한 마멸을 억제시켜 마찰열 발생을 최소화시켜 변속기 윤활유의 온도상승에 의한 점도 저하를 방지할 수 있는 핵심적인 설계변수라 할 수 있다.

변속기 냉각 및 윤활을 담당하는 윤활유는 변속기 시스템의 여러 부품 간의 유기적 상호작용을 원활히 하여 변속기 시스템이 정상적인 작동을 하도록 한다. 이처럼 변속기 시스템에서 중요한 역할을 담당하고 있는 변속기 내부 오일의 유동 흐름은 육안으로 확인이 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 변속기 윤활 시스템에 대하여 전산유체역학(CFD)을 통해 변속기 내부 유동현상 및 윤활 각 부위에 공급되는 유량특성을 파악하고자 하였다.

## 2. 해석모델 및 경계조건

### 2.1 지배방정식

본 연구에서는 상용차 윤활시스템에 대한 유동현상을 기술하는 지배방정식에 대하여 3차원 비정상상태의 난류유동으로 가정하였다. 이는 변속기 윤활유의 경우 점도가 높기 때문에 층류유동으로 가정할 수 있으나 오일펌프에서 송출되어 윤활 시스템으로 전달되는 과정에서 기하학적 형상이 복잡하고 회전수가 높기 때문에 이에 따른 난류특성이 발생하기 때문이다. 윤활유 유동에 관한 연속 방정식, 운동량 방정식, 난류운동에너지 방정식 그리고 난류운동량 소산 방정식이 함께 계산되었다. 또한 유동장 내의 밀도는 일정한 것으로 간주하여 온도변화에 대한 점성은 무시하여 순수 유동 분포에 대한 계산만 수행하고자한다. 난류모델은 이미 공학적으로 타당성을 검증 받은 표준  $\kappa-\epsilon$  모델을 사용하였다.

### 2.2 경계조건

변속기 내부 윤활시스템은 Fig. 1과 같이 변속기 전체를 윤활하고 있으며, 최초 윤활펌프를 통해 윤활통로로 이송되어 각 부위에 전달된다. 따라서 윤활펌프 토출구의 유량을 기준하여 입구조건을 주었으며, 토출면은 변속기 케이스 내부가 거의 대기압에 가깝기 때문에 대기압을 설정하여 출구조건을 설정하였다. 또한 해석에 사용된 제어체적은 약 82만 개의 다면체(polyhedral) 격자가 사용되었다.

작동유체인 변속기 윤활유는 SAE 점도등급 80W/90일 경우 점성계수가 0.0106Pa·s로 가정하였다.

입구유량에 대한 경계조건은 Fig. 2와 같은 윤활펌프에서 이론토출유량을 계산하기 위해 식(1)과 같은 계산식을 사용하였다. 여기서 A는 로터의 최대면적을 나타내고, B는 최소면적을 나타내고 있다. 또한  $V_{th}$ 는 이론 배제용적을 나타내며, N은 오일펌프 회전수, Z는 내측 로터의 로브 수, t는 로터의 두께를 나타낸다.

$$Q_{th} = N \times V_{th} \times (A - B) \times t \tag{1}$$

$$V_{th} = Z \times (A - B) \times t$$

식(1)은 오일펌프에서 토출되는 이론유량과 주축 입구로 유입되는 이론유량을 나타낸 것이다. 오일펌프는 카운트 축(Count shaft)에 설치되어 있어 주축에 설치되는 엔진회전수에 대한 유량을 계산하기 위해 기어비(31/27)를 계산하여

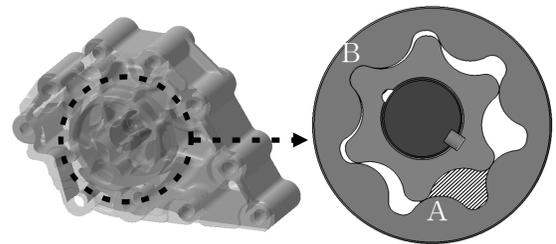


Fig. 2 Oil pump and rotor section

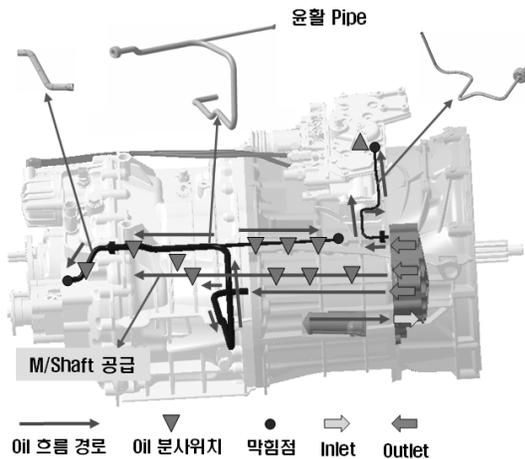


Fig. 1 Lubrication system of transmission for commercial vehicle

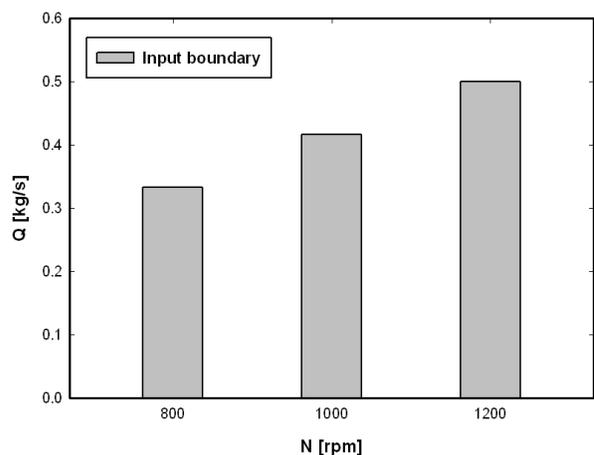


Fig. 3 Boundary conditions in inlet of oil hole

최종 엔진회전수에 따른 유량을 계산하였다. 그 결과 엔진회전수에 따른 입구유량을 Fig. 3과 같이 계산할 수 있었다.<sup>4-7)</sup>

**2.3 계산모델**

변속기에서 주축은 동력을 전달하는 매우 중요한 역할을 수행함과 동시에 변속기 윤활유를 직접적으로 공급하는 매우 중요한 부품이다. 주축에서 각 부위 오일 홀을 통해 변속기 메인 베어링(main bearing)과 변속기어에 직접 변속기 윤활유를 공급하고, 레인지 체인지(range change)로 배급되기 때문에 변속기 윤활 시스템에서 가장 중요한 부분이라 할 수 있다.

주축으로 유입되는 윤활 시스템에 대한 유동을 관찰하기 위해 Fig. 4와 같이 베어링 리테이너(bearing retainer)를 주축에 추가하였다. 오일펌프를 통해 공급되는 윤활유가 회

Table 1 Geometric parameters of a main shaft

Branch No.	1	2	3	4	5	6
Distance	121.1	188.7	260.2	329.9	428.1	509.2
Diameter	4	4	4	4	4	4
Shaft inner diameter : 12 mm						

전하는 주축에 공급되기 위한 스페이스 링(spacer ring)을 통해 4개의 파이프를 통해 공급되는 구조를 가지고 있다.

계산영역은 윤활유 유입부분은 고정되고 주축이 회전하여 연결 파이프를 통해 유입되어 최종 분지관과 주축 출구로 빠져나가는 맥동유량을 확인하고자 한다. 따라서 Fig. 5와 같이 분지관에 토출되는 유량을 확인하고자 한다. 주축의 내경, 분지관 내경 및 분지관과의 거리는 Table 1에 나타내고 있다.

**3. 해석결과 및 분석**

본 연구에서 주목하고자 하는 것은 주축의 엔진회전수에 따라 토출되는 윤활유의 유량변화를 관찰하기 위해 수치해석을 수행한 결과 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

Fig. 6~Fig. 11은 엔진회전수에 따른 각 분지관에서의 토출유량을 비정상상태(transient)일 경우 해석결과를 나타낸 것이다. 변속기 주축이 1회전할 경우 4개의 통로를 통해 유입되기 때문에 1사이클당 4번의 주기가 발생함을 확인할 수 있었다. Fig. 6은 첫 번째 분지관에서 토출되는 유량을 나타낸 것으로 엔진회전수가 증가함에 따라 유량이 변화됨을 알

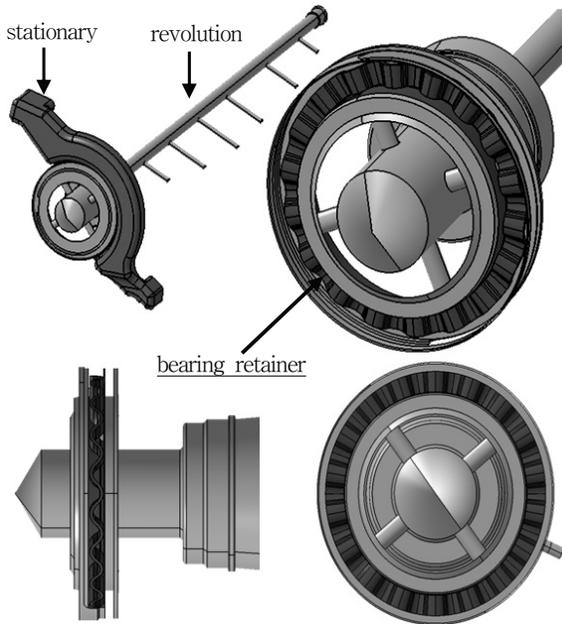


Fig. 4 Main shaft in the lubricating system

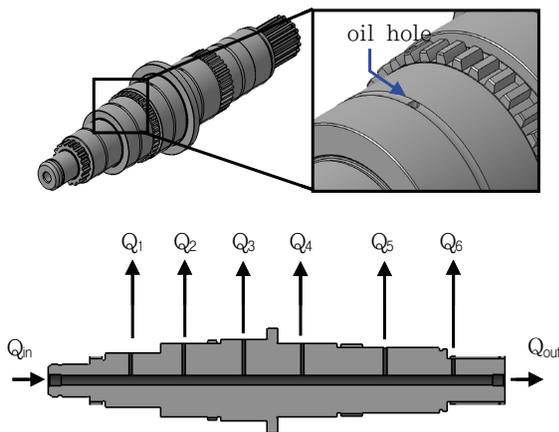


Fig. 5 Schematic diagram for oil hole in the main shaft of transmission

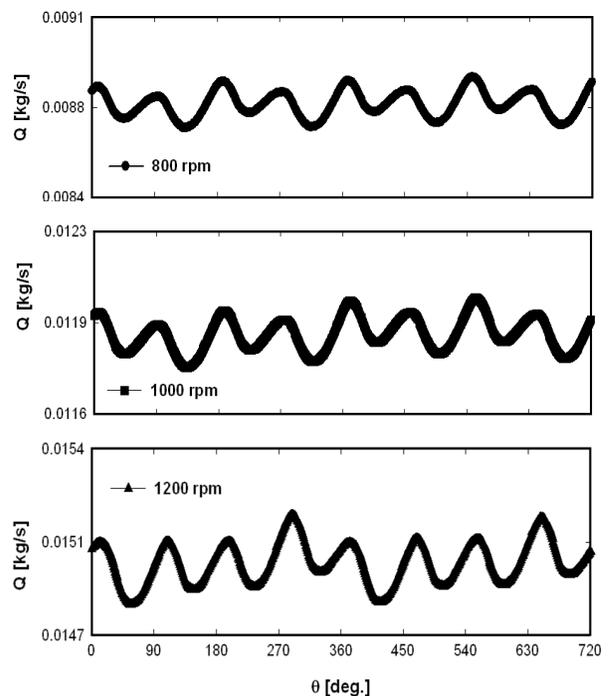


Fig. 6 Distributions of flow rate at branch No. 1

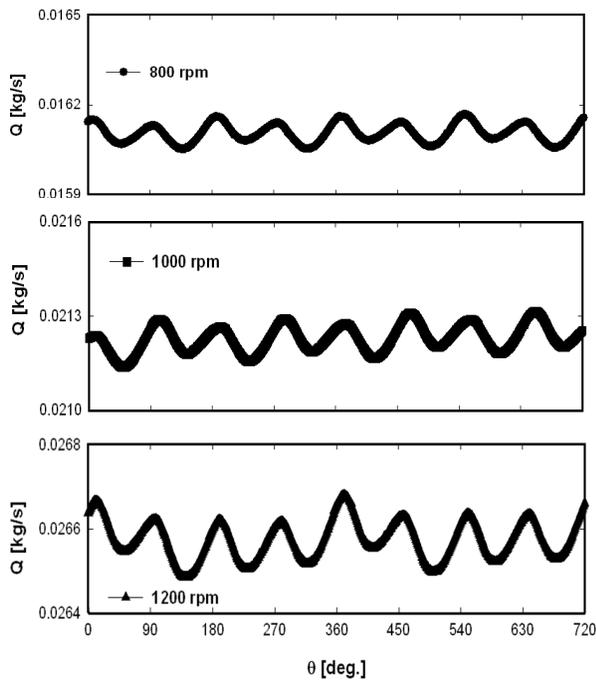


Fig. 7 Distributions of flow rate at branch No. 2

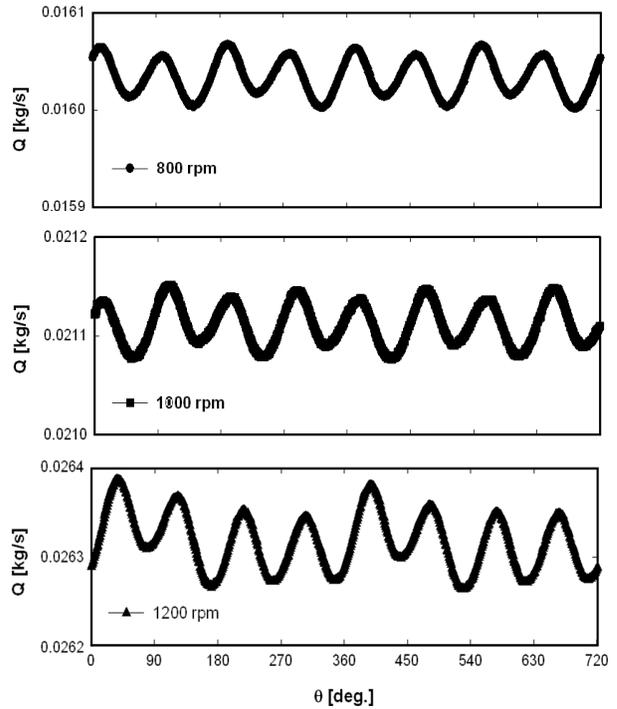


Fig. 9 Distributions of flow rate at branch No. 4

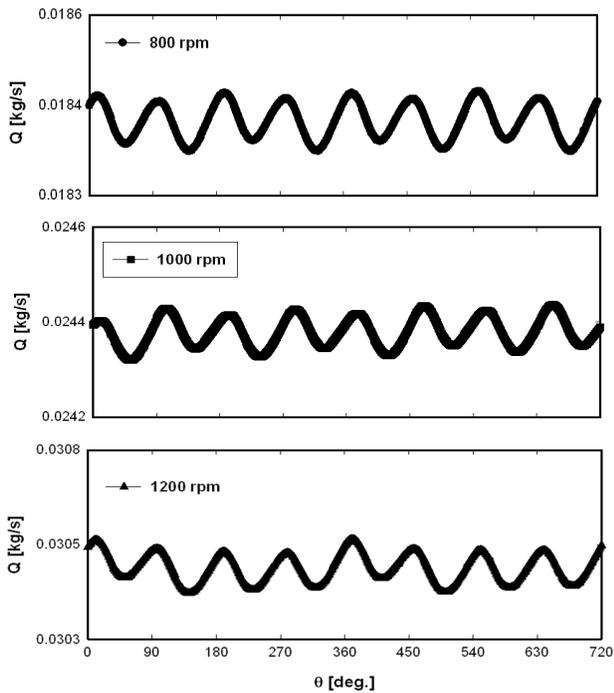


Fig. 8 Distributions of flow rate at branch No. 3

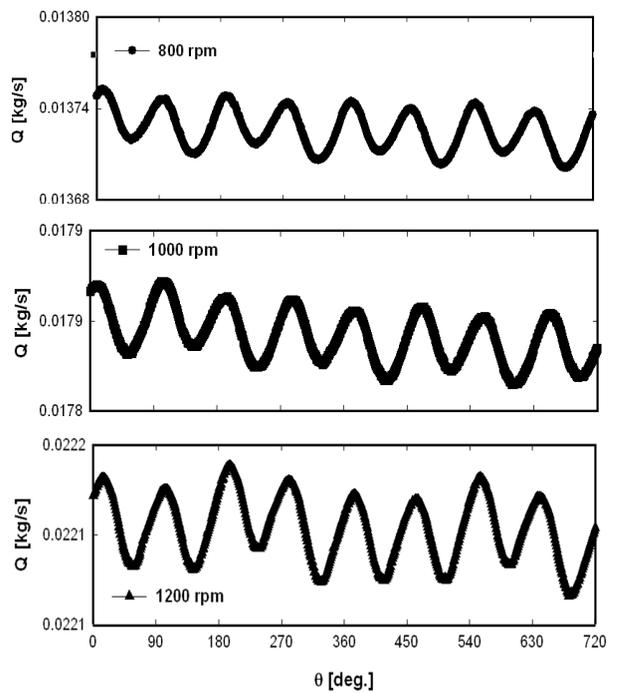


Fig. 10 Distributions of flow rate at branch No. 5

수 있었다. 유량의 차이는 입구경계조건에서 엔진회전수에 따라 증가하였기 때문이며, 본 연구에서 주목하는 토출유량을 살펴보면 800 rpm일 경우 0.0088 kg/s 부근에서 맥동이 발생함을 확인할 수 있었다. 또한 1000 rpm일 경우 0.0119 kg/s 부근이며 1200 rpm일 경우 0.0150 kg/s 부근에서 토출됨을 확인할 수 있었다. 이는 엔진 회전수의 증가에 따라 0.003 kg/s씩 증가함을 확인할 수 있었다. Fig. 7은 두 번째

분지관에 토출되는 유량을 나타낸 것으로 800 rpm일 경우 0.0162 kg/s 부근 1000 rpm일 경우 0.0212 kg/s 부근이며 1200 rpm일 경우 0.0266 kg/s 부근에서 토출됨을 확인할 수 있었다. 이는 엔진 회전수의 증가에 따라 0.005 kg/s씩 증가함을 확인할 수 있었다.

Fig. 8은 세 번째 분지관에 토출되는 유량을 나타낸 것으로 800 rpm일 경우 0.0184 kg/s 부근, 1000 rpm일 경우

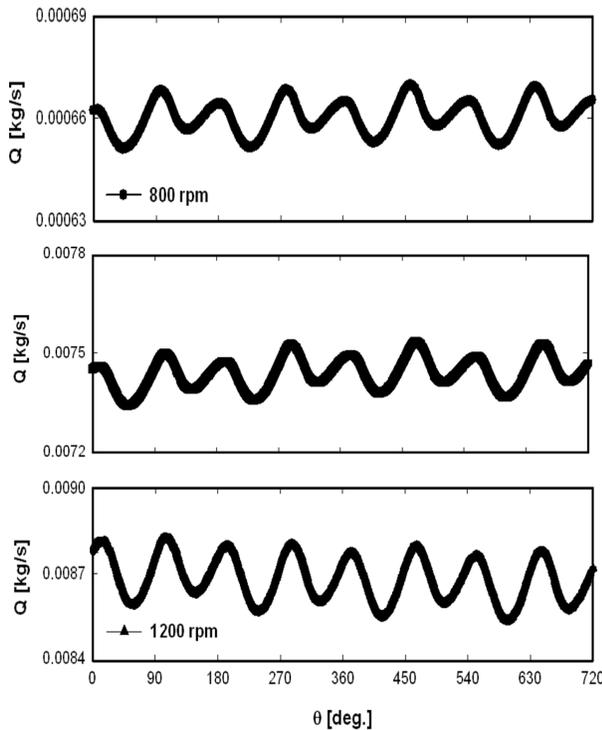


Fig. 11 Distributions of flow rate at branch No. 6

Table 2 Flow rate of branch No. according to engine rpm

Branch No.	Flow rate [kg/s]		
	800 rpm	1000 rpm	1200 rpm
1	0.0088	0.0119	0.0150
2	0.0162	0.0212	0.0266
3	0.0184	0.0244	0.0304
4	0.0160	0.0211	0.0263
5	0.0137	0.0179	0.0211
6	0.0066	0.0074	0.0087

0.0244 kg/s 부근이며 1200 rpm일 경우 0.0304 kg/s 부근에서 토출됨을 확인할 수 있었다. 이는 엔진 회전수의 증가에 따라 0.006 kg/s씩 증가함을 확인할 수 있었다.

Fig. 9는 네 번째 분지관에 토출되는 유량을 나타낸 것으로 800 rpm일 경우 0.0160 kg/s 부근, 1000 rpm일 경우 0.0211 kg/s 부근이며 1200 rpm일 경우 0.0263 kg/s 부근에서 토출됨을 확인할 수 있었다. 이는 엔진 회전수의 증가에 따라 0.005 kg/s씩 증가함을 확인할 수 있었다.

Fig. 10은 다섯 번째 분지관에 토출되는 유량을 나타낸 것으로 800 rpm일 경우 0.0137 kg/s 부근, 1000 rpm일 경우 0.0179 kg/s 부근이며 1200 rpm일 경우 0.0211 kg/s 부근에서 토출됨을 확인할 수 있었다. 이는 엔진 회전수의 증가에 따라 0.004 kg/s씩 증가함을 확인할 수 있었다.

Fig. 11은 여섯 번째 분지관에 토출되는 유량을 나타낸 것으로 800 rpm일 경우 0.0066 kg/s 부근, 1000 rpm일 경우

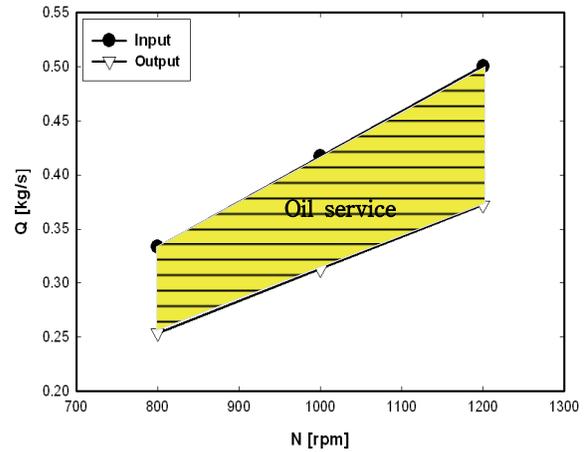


Fig. 12 Comparison of mass flow rate at input and output

0.0074 kg/s 부근이며 1200 rpm일 경우 0.0087 kg/s 부근에서 토출됨을 확인할 수 있었다. 이는 엔진 회전수의 증가에 따라 0.001 kg/s씩 증가함을 확인할 수 있었다.

전체적으로 변속기 주축 분지관 각각에서 윤활유 토출유량을 Table. 2와 같이 정리할 수 있었고, 엔진회전수 증가에 따라 대체적으로 일정한 양의 유량이 증가함을 확인할 수 있었다. 또한 분지관의 길이가 길수록 회전에 의한 원심력의 증대로 토출유량이 증가함을 확인할 수 있었다.

Fig. 12는 입구와 출구에 대한 유량을 나타낸 것으로 입구와 출구사이에서 발생하는 유량 차는 분지관에 공급된 유량을 나타낸다. 따라서 엔진회전수가 증가할수록 입구의 유량이 증가하지만 회전에 의한 증가가 추가되어 분지관으로 공급되는 유량이 증가하게 된다. 이때 출구는 레인지 체인지 (range change) 입구이기 때문에 상대적으로 공급되는 유량이 감소되기 때문에 이에 대한 적절한 설계 대책이 있어야 할 것으로 사료된다.

## 7. 결론

본 연구에서는 대형 상용차에 수동변속기에 적용되는 윤활시스템에 대한 분석을 유동적인 측면에서 살펴본 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 오일펌프에서 토출된 윤활유는 주축에 설치된 분지관으로 25%, 유성기어가 설치되는 레인지 체인지쪽으로 약 75%의 윤활유가 공급되었다.
- 2) 각 분지관에서의 토출유량은 순서대로 토출 유량이 변화하는 것이 아니라 분지관 길이 순으로 토출유량이 증가하였다.
- 3) 엔진회전수가 증가할수록 입구에서 유량은 증가하지만 회전력에 의해 증폭 되므로 분지관으로 공급되는 유량이 증가할 경우 레인지 체인지 쪽으로 공급되는 유량 감소에 대해 설계 시 반영되어야 될 것으로 판단된다.

## 후 기

본 연구의 일부는 2단계 BK21 대학원 육성사업, 교육과학기술부와 한국산업기술진흥원의 지역혁신인력양성사업 및 동남 광역경제권 선도산업 R&D 사업의 지원으로 수행된 연구결과임.

## 참고문헌

- (1) Junsu Park, Haksu Kim, Duckjea Lee, Siyoul Jang and Kwansoo Han, 2006, "A Study on the Transmission Fluid Flow in the Main Shaft of the Automatic Transmission," Proceeding of the 2006 KSAE Spring Annual Meeting, pp. 2427~2432.
- (2) Junsu Park, Daehwan Oh, Duckjae Lee, Haksu Kim, Siyoul Jang, Kwansoo Han and Jin-Sung Kim, 2007, "A study on the Lubrication Behaviors of Automatic Transmission Fluid inside the Main Shaft through the Oil Holes by Fluent," Proceeding of the 2007 KSAE Spring Annual Meeting, pp. 547~552.
- (3) Dong Hoon Park, Tae Seok Seo, Do Gi Lim, Hee Bock Cho, 1996, "Theoretical Investigation on Automatic Transmission Efficiency," SAE, pp. 49~62.
- (4) Michael A Kluger, Douglas R. Fussner, Bob Roethler, 1996, "A Performance Comparison of Various Automatic Transmission Pumping Systems," SAE, pp. 33~40.
- (5) Sangmyung Chun, Younghwan Park, Siyoul Jang, 2000, "A Study on Effects of Aerated Engine Oil on Engine Lubrication System by Changing Lubrication Related Parts," KSAE Fall Annual Meeting, pp. 433~438.
- (6) Seungyong Yang, Sungjong Cha, 2005, "Simulation of Cavitating Flow in a Gerotor Oil Pump," KSAE Fall Annual Meeting, pp. 599~604.
- (7) Jiang, Y and Perng, C. Y., 1997, "An Efficient 3D Transient Computational Model for Vane Oil Pump and Gerotor Oil Pump Simulations," SAE-970841, pp. 91~100.