

동력분기식 무단변속기의 유압구동부 설계

김 정 윤*

서울대학교 정밀기계설계공동연구소

Design of a Hydraulic System for a Power Split type CVT

Jungyun Kim*

Institute of Advanced Machinery and Design, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

(Received 7 November 2003 / Accepted 5 December 2003)

Abstract : This article describes the design of a hydraulic system for a power split type continuously variable transmission (CVT). The CVT considered here, is composed of planetary gears, clutches, and a torque converter which is mainly used for the realization of CVT function. Similar to automatic transmissions, the hydraulic system of CVT is designed for supplying hydraulic flows and pressures to each component of CVT, in order to activate the clutch engagements and torque converter operation, and to cool the drivetrain. By using the mathematical models of drivetrain, a simulation program was developed to investigate the power performance of CVT equipped vehicle and the operating conditions of each component of CVT. And the design parameters of the hydraulic system and clutches were calculated using the operating conditions and power requirements which obtained from the simulation results. Finally the hydraulic circuit design of prototyped valve body is presented based on the numerical results of this analysis.

Key words : Hydraulic system(유압구동부), Valve body(밸브바디), Power split type CVT(동력분기식 무단변속기), Performance analysis(성능해석)

Nomenclature

I : mass moment of inertia, kgm^2
 T : torque, Nm
 w : angular velocity, rad/sec
 a, b : intermediate and final gear ratio
 R : planetary gear ratio

Lock : torque converter lockup clutch
owc : oneway clutch
FC, MTC : forward and mode transfer clutch
RB : rear brake
 R_i, S_i : ring and sun gear of planetary gears
o : output shaft

Subscripts

A, B : intermediate and final gear
E, V : engine and vehicle
p, t : pump and turbine of torque converter

1. 서론

무단변속기는 기존의 자동변속기나 수동변속기에 비하여 연료소비율이 낮은 것으로 알려져 있으며 특유의 무단변속특성 때문에 자동 및 수동변속기에서 불가피하게 나타나던 변속과도특성이 없다. 이러한 우수한 성능을 실현시키기 위하여 여러 가지 방식의 무단변속기가 국내외 자동차회사

*To whom correspondence should be addressed.
kjungyun@robotics.snu.ac.kr

를 중심으로 개발, 연구 중에 있으며 최근에는 연비향상 및 가속성능 향상 등을 위하여 전자식 유압 제어화에 대한 연구도 활발히 진행되고 있다.^{1,2)} 이중 동력분기식 무단변속기는 무단변속기구로 사용되는 기계요소와 모드변환에 필요한 슬립요소의 저효율 및 발열의 단점이 있으나, 기존 자동변속기의 구성요소인 토크 컨버터 또는 클러치, 유성기어열의 다양한 조합을 통하여 무단변속을 구현할 수 있는 장점이 있어 그 연구가 활발히 진행되어 왔다.³⁾

무단변속기용 유압시스템은 엔진으로부터 발생하는 운동에너지를 유체의 압축에너지의 형태로 변환하여 저장한 후, 필요에 따라 밸브와 유압액츄에이터를 통해 발생하는 구동력을 제어하는 동력 변환장치이며, 동일한 출력을 갖는 전기적 구동장치에 비하여 소형인 장점을 가지고 있다. 특히 토크 컨버터를 사용한 동력분기식 무단변속기는 토크 컨버터의 사용영역이 기존의 자동변속기에 비하여 넓고, 모드변환에 필요한 클러치의 동력용량이 커서 유압시스템의 설계가 신중히 이루어져야 한다.

본 연구는 토크 컨버터 고유의 무단변속 특성을 활용한 동력분기식 무단변속기를 연구대상으로 선정하여 클러치, 브레이크 및 유압회로의 설계와 이에 필요한 동력전달계의 동력특성 분석에 관한 내용을 다루고 있다. 이를 위하여 먼저 무단변속기의 수학적 모델링을 통하여 주행성능 시뮬레이션을 수행하였으며, 이 중 시스템의 핵심부품인 모드 전환 클러치의 흡수 에너지를 분석하여 클러치 설계사양을 결정하였다. 더불어 주행성능 시뮬레이션을 통하여 무단변속기 각 구성요소의 동력용량 및 작동조건을 분석하여 유압시스템의 설계과라미터를 추출하였으며, 이에 부합하는 유압회로를 구성하였다.

2. 동력분기식 무단변속기

연구대상인 동력분기식 무단변속기는 토크 컨버터와 4개의 유성기어열, 2개의 감속기어, 2개의 습식다판 클러치, 1개의 밴드 브레이크, 1개의 원웨이 클러치로 구성되어 있다(Fig. 1). 또한 대상 무

단변속기는 토크 컨버터를 무단변속기구로 이용하여 무단변속을 구현하고, 유성기어열과 클러치의 조합을 통하여 파워 모드(power mode)와 이코노미 모드(economy mode)의 두가지 주행모드에서 운전이 가능하다.

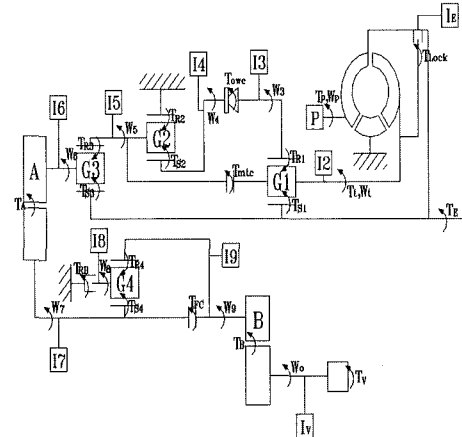


Fig. 1 Schematic diagram of CVT

대상 무단변속기는 파워 모드(power mode)에서 원웨이 클러치(one-way clutch)가 구속되며, 이코노미 모드(economy mode)로 바뀌는 순간에는 모드 전환 클러치(MTC)가 결합되기 시작하여 원웨이 클러치가 해제된다. 한편, 이코노미 모드 주행 중에 정해진 차속에 도달하면 토크 컨버터의 록업 클러치(lockup clutch)가 결합되어 토크 컨버터에 의한 효율저하를 방지하게 된다.

대상 무단변속기의 성능해석을 위한 수학적 모델링에 사용한 변속기 내부 각 구성요소의 토크와 속도 등의 변수를 Fig. 1에 표시하였다. Fig. 1로부터 각 구성요소의 토크와 속도간의 구속조건식은 식 (1), (2)와 같으며, 시스템의 운동방정식은 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 (1+R_1) \dot{\omega}_t &= \dot{\omega}_3 + R_1 \dot{\omega}_p \\
 (1+R_2) \dot{\omega}_5 &= 0 + R_2 \dot{\omega}_p \\
 (1+R_3) \dot{\omega}_6 &= \dot{\omega}_5 + R_3 \dot{\omega}_p \\
 (1+R_4) \dot{\omega}_8 &= \dot{\omega}_9 + R_4 \dot{\omega}_7 \\
 \omega_7 &= -\frac{1}{\alpha} \omega_6 \\
 \omega_o &= -\frac{1}{\beta} \omega_9
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$T_{si} = R_i T_{Ri} \tag{2}$$

$$\begin{aligned}
 I_E \dot{\omega}_p &= T_E - T_p - T_{S1} - T_{S3} - T_{Lock} \\
 I_2 \dot{\omega}_1 &= T_t + T_{R1} + T_{S1} - T_{mtc} + T_{Lock} \\
 I_3 \dot{\omega}_3 &= -T_{R1} - T_{owc} \\
 I_4 \dot{\omega}_4 &= T_{owc} - T_{S2} \\
 I_5 \dot{\omega}_5 &= T_{R2} + T_{S2} - T_{R3} + T_{mtc} \\
 I_6 \dot{\omega}_6 &= T_{R3} + T_{S3} - T_A \\
 I_7 \dot{\omega}_7 &= \alpha T_A - T_{S1} - T_{FC} \\
 I_8 \dot{\omega}_8 &= T_{R4} + T_{S1} - T_{RB} \\
 I_9 \dot{\omega}_9 &= -T_B - T_{R4} + T_{FC} \\
 I_V \dot{\omega}_o &= \beta T_B - T_V
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

3. 동력성능 해석

3.1 주행 시뮬레이션을 통한 각 구성요소의 작동상태 분석

앞에서 수행한 동역학 모델링을 이용하여 대상 무단변속기를 탑재한 차량의 주행 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션을 위해 무단변속기 장착 차량은 1500cc DOHC 엔진을 장착한 ESPERO로 선정하여 각종 차량 제원을 이용하였다.

토크 컨버터는 그 작동 원리가 3차원 내부 형상에 의한 유체 유동을 이용한 각운동량의 전달이며, 내부의 동력 손실의 해석에 대한 난이성 등으로 인해 전반적인 해석이 어려운 형편이다. 따라서 본 연구에서는 토크 컨버터의 정상상태 성능 실험곡선(Fig. 2)을 이용하여 모델링하였다.

토크 컨버터 양단의 입출력 동력비는 고정된 상수가 아니며, 실험에 의한 성능곡선에 따라 결정되는 변수가 된다. 이러한 토크 컨버터의 성능은 보통 다음과 같이 정의되는 세 가지 파라미터에 따라 표시된다.

$$\begin{aligned}
 C_p &= \frac{T_p}{\omega_p} : \text{capacity factor} \\
 sr &= \frac{\omega_t}{\omega_p} : \text{speed ratio} \\
 tr &= \frac{T_t}{T_p} : \text{torque ratio}
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

또한, 주행부하인 가속/등판/구름저항은 일반적인 식으로 모델링하였다.⁴⁾

시뮬레이션 결과 중 Fig. 3과 Fig. 4는 등판각도 0°, 스톱클러치 40%인 상황에서 정지 시부터 60초 동안 시뮬레이션을 수행한 결과 중 엔진속도, 터빈 속도 (MTC 입력부 속도), MTC 출력부 속도, 차량 속도, 원웨이 클러치 토크, 모드전환 클러치 토크

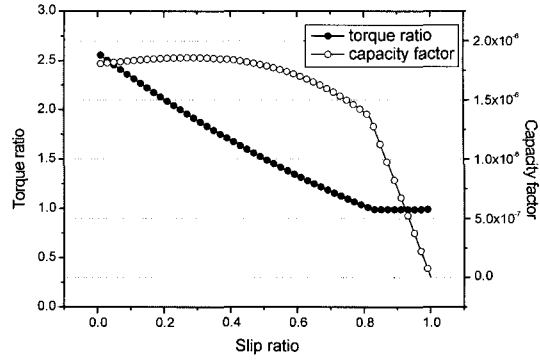


Fig. 2 Torque converter performance curve

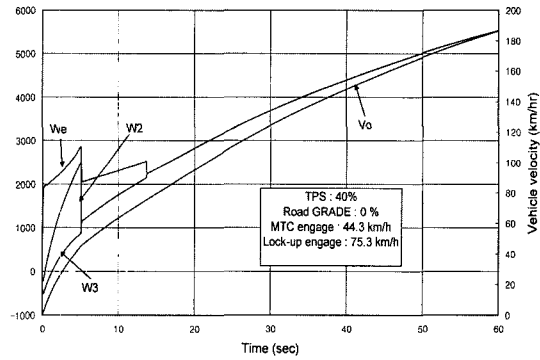


Fig. 3 Simulation result: velocity (TP: 40%)

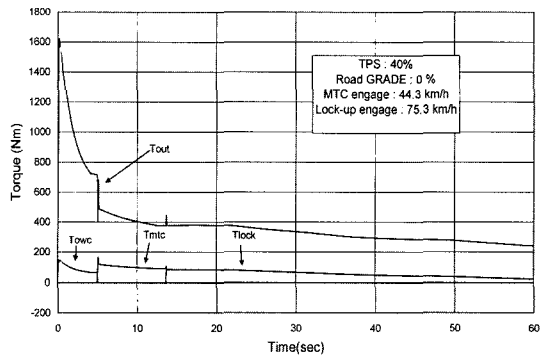


Fig. 4 Simulation result: torque (TP: 40%)

와 록업 클러치 토크를 시간에 대하여 그래프로 나타낸 것이다.

또한 Fig. 5와 Fig. 6은 스톱클러치가 100%인 경우에 대하여 나타낸 것이다. 이로부터 스톱클러치가 최대인 경우 차량의 최대 속도가 약 193 km/hr이며 모드전환 클러치가 결합하는 시점에서 클러치 출력부 속도와 터빈 속도의 차이가 크며, 따라서 클

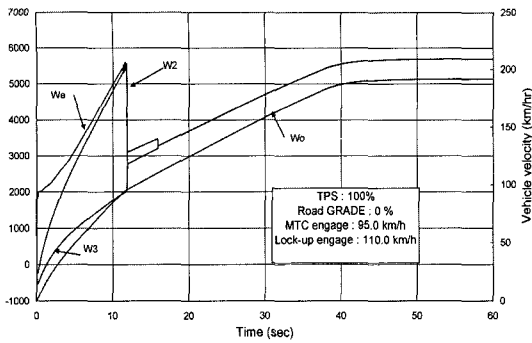


Fig. 5 Simulation result: velocity (TP: 100%)

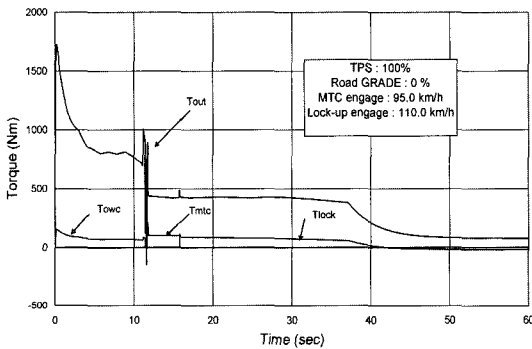


Fig. 6 Simulation result: torque (TP: 100%)

러치 과도토크 또한 크게 나타나는 것을 알 수 있다.

3.2 모드전환 클러치의 동력 용량

대상 무단변속기의 모드전환 클러치(MTC)가 작동하는 동안 흡수되는 에너지를 계산한 결과를 Fig. 7에 표시하였다. 일반적인 자동변속기용 습식 다판 클러치의 흡수 에너지(약 4000-4500 Joules)와 비교하여 볼 때 모드전환 클러치가 10배 이상의 에

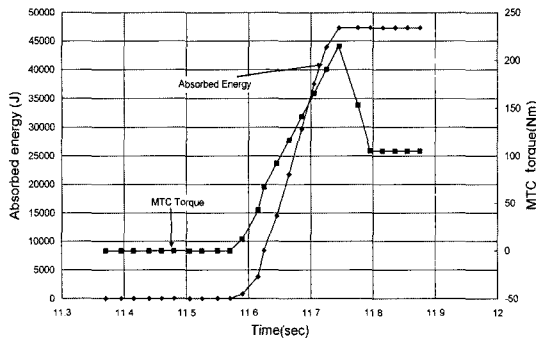


Fig. 7 Simulation result of transmitted power in MTC

너지를 흡수하는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 모드전환 클러치가 결합하기 시작할 때 원웨이 클러치(one-way clutch)로 전달되던 동력이 짧은 시간 동안 모드전환 클러치에 전달되기 때문이다. 따라서 대상 무단변속기의 모드전환 클러치의 내구도에 대한 문제가 발생할 수 있으리라 예측할 수 있으며, 내부 구성요소인 유성기어비 등 기본 구조에 대한 변경이 이루어져야 한다고 판단할 수 있다.

4. 유압 구동부의 설계

동력전달계 유압 시스템은 적절한 유량 및 유압을 공급하여 토크 컨버터 및 쿨러(cooler)의 작동상태를 원활하게 유지시키며, 각 클러치 구동부에 필요한 유압프로파일을 생성시키는 역할을 하므로 그 설계는 매우 중요하다. 이러한 유압시스템의 설계 파라미터인 유로 및 오리피스 직경 등은 대상 동력전달계의 동력성능을 통하여 계산된 유압시스템 각 요소의 유량 및 작동압력을 이용하여 결정하게 된다.

전체적인 유압구동부의 설계는 매우 복잡하고 그 내용이 방대하므로, 본 연구에서는 그 중 대상 무단변속기의 쿨러 및 토크 컨버터, 클러치 구동부의 작동압력 및 소요유량의 계산결과를 통한 유압회로 설계안인 구성도를 제시하고 각 구성요소의 상세 사양은 생략하였으며 자세한 내용은 G7 Technical Report³⁾에 표시하였다.

4.1 쿨러의 소요 유량 및 작동압력 계산

쿨러는 변속기에서 발생하는 열을 외부로 발산시켜 변속기를 정상 작동온도로 유지시키는 역할을 하며, 단위 시간당 열 발산량은 냉각수 온도, 오일 온도, 유량에 의하여 결정된다. 특히 유량이 증가함에 따라 저항에 의한 압력손실이 커지므로 소요 유량과 함께 압력강하의 양도 고려하여야 한다. 본 연구에서는 직경 1인치, 길이 10인치의 튜브형상을 가진 라디에이터 삽입 수냉식의 쿨러를 고려한다.

쿨러에서 냉각시켜야 할 열은 모두 토크 컨버터에서 발생한다고 가정하고, 주행 시뮬레이션을 통해 계산된 토크 컨버터 동력손실을 WOT(wide

Table 1 쿨러 입출구 압력 및 소요 유량

	Case A	Case B
평균 손실동력 (Watts)	6,375	1,387.5
필요에너지 발산 용량 (BTU/min)	362.5	78.9
소요 유량 (liter/min)	9.1	3.0
압력 강하량 (psi)	18	7

open throttle) 발진 가속시 초기 15초간(Case A)과 D-range 정차시(Case B)의 열발생량을 기준으로 SAE Design Practice에 의거하여 계산하였다⁵⁾ (Table 1). 여기서, 냉각수 온도는 38 °C, 쿨러 입/출구 오일 온도는 116/60 °C 로 가정하였다.

4.2 토크 컨버터 및 클러치 구동부의 작동압력 계산

토크 컨버터는 엔진의 동력을 전달하면서 무단 변속을 구현하는 핵심 구성요소로서 동력 손실 량의 대부분이 이곳에서 발생한다. 대상 무단변속기에 사용된 토크 컨버터는 15 kgm, 2600 rpm stall인 직경 8인치로서 cavitation을 방지하기 위한 내압은 44 psi로 설정하였다.

먼저 Case A의 경우 쿨러 소요유량의 2배를 토크 컨버터의 소요유량으로, 평균 속도비를 0.25로 가정하였다. Case B의 경우 토크 컨버터의 평균 속도비는 0으로 가정하여 각 경우 필요한 소요유량과 입출구 압력값을 계산한 결과는 Table 2와 같다.

또한, 2장의 시뮬레이션 결과를 통해 얻어진 각 클러치 (FC(전진 클러치), MTC) 및 후진 밴드 브레이크의 작동조건을 통해 클러치 구동부에서 제공하여야 하는 클러치 작동압과 피스톤 소요 면적, 마찰판 개수 등을 계산하였다. 더불어 이를 통하여 오리피스(orifice) 면적과 같은 밸브바디의 설계 파라미터를 추출 할 수 있으며, 유압 프로파일의 변조를 통하여 변속 과도토크를 조절할 수 있다.

클러치의 설계에서 마찰판의 마찰계수는 0.25로 가정하였으며, 반력 스프링의 강성은 작동압에서 2 bar를 감하는 것으로 고려하였다. 또한 클러치 전달 토크는 시뮬레이션 결과에 안전율(Safety factor) 1.5를 곱한 값으로 계산하였다. 계산 결과인 클러치 작동압과 소요 피스톤 면적, 마찰판 개수는 Table 3과 같다.

Table 2 토크 컨버터 입출구 압력 및 소요 유량

	Case A	Case B
소요 유량 (liter/min)	18.2	6
압력 강하량 (psi)	25	7
입구측 압력 (psi)	73	51
출구측 압력 (psi)	44	44

Table 3 토크 컨버터 입출구 압력 및 소요 유량

	전진클러치 (FC)	모드전환클러치(MTC)	후진 밴드 브레이크
전달 토크 (Nm)	675	225	
피스톤 면적 (m ²)	0.02616	0.04188	
마찰판 개수	3	4	
작동압력 (bar)	12	12	12

4.3 유압회로의 구성

대상 무단변속기의 유압회로를 설계하기 위하여 토크 컨버터의 록업 클러치 구동부와 모드전환을 위한 클러치 구동부로 크게 두 개의 모듈로 나누었다. 일반적으로 무단변속기를 포함한 동력전달계의 유압회로 설계는 그 내용이 방대하므로 본 연구에서는 대상 무단변속기의 동력성능 해석을 통하여 얻어진 주요 구성요소의 작동조건을 이용하여 설계된 유압회로의 구성도를 다음과 같이 제시하였다(Fig. 8).

록업 클러치 구동부는 록업 작동/해제 압력 형성을 제어하는 토크 컨버터 콘트롤 밸브(T/C Control Valve: TCV), 록업 작동 클러치 피스톤(Lockup Clutch Piston: LCP), 록업 작동시 압력제어의 on/off 작동요소인 록업 솔레노이드 밸브(Lockup Solenoid Valve: LCV)로 구성되어 있다.

3. 2절에서 계산된 바와 같이 모드전환 클러치는 일반적인 자동변속기의 습식다판 클러치의 흡수에 너지 에 비하여 10배 이상의 에너지가 흡수되므로 매우 큰 클러치 작동압이 필요하여 모드전환 클러치 어큐뮬레이터를 추가로 장착하여 요구 클러치 작동압을 생성하도록 하였다. 모드전환을 위한 클러치 구동부는 모드 전환시 압력제어의 on/off 작동요소인 모드전환 밸브(MSV), 모드전환시 압력 형성을 제어하는 압력 조절 밸브(Pressure Control Valve: PCV), 모드전환 클러치 어큐뮬레이터(MTC_ACC), 모드전환 클러치(MTC)로 구성되어 있다.

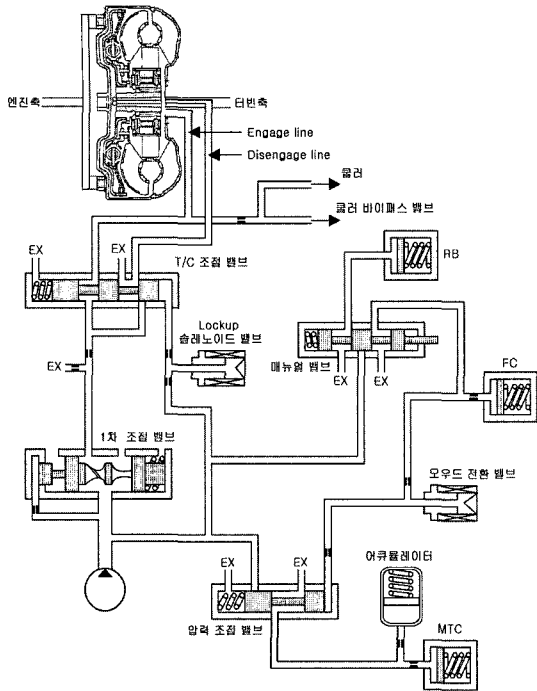


Fig. 8 Schematics of valve body system

5. 결론

- 1) 토크 컨버터를 이용한 동력분기식 무단변속기의 수학적 모델링을 통하여 주행성능 시뮬레이션 프로그램을 개발하고 이를 이용하여 무단변속기 각 구성요소의 동력성능 및 작동 상태를 고찰하였다.
- 2) 대상 무단변속기의 모드전환 클러치의 흡수에너지를 분석하여 클러치 설계 파라미터인 피스톤 면적, 클러치 면수등을 선정하였다. 또한, 모드전환 클러치의 과도한 전달동력을 확인하고 향후 대상 무단변속기의 설계 개선방향을 제시하였다.
- 3) 주행성능 시뮬레이션을 통해 도출된 무단변속기 각 구성요소의 동력용량 및 작동조건에 부합하도록 유압시스템인 쿨러, 토크 컨버터 및 각 클러치 구동부의 소요 유량 및 작동압력을 계산

하였다.

- 4) 계산된 유압시스템 각 요소의 설계파라미터를 반영하여 대상 무단변속기의 유압회로를 구성하였으며 모드전환 클러치의 작동압력 생성을 위하여 어큐뮬레이터를 추가하였다.

후 기

이 연구는 통산산업부와 과학기술처에서 주관하고 대우자동차에서 시행한 1996년도 G7 차세대 자동차 기술개발사업의 기술개발 결과입니다.

References

- 1) Y. D. Choi, I. W. Yeo, Technical Report: Trends of Continuously Variable Transmission, Technical Center, Daewoo Motor Company, 1999.
- 2) R. M. Van Druten, P. G. Van Tilborg, P. C. J. N. Rosielle, M. J. W. Schouten, "Design and Construction Aspects of a Zero Inertia CVT for Passenger Cars," International Journal of Automotive Technology, Vol.1, No.1, pp.42-47, 2000.
- 3) G7 Technical Report, Development of Energy Efficient CVT Technology, KIST & Minister of Trade, 1994-1996.
- 4) J. Kim, J. M. Lee, I. W. Yeo, "A Development of the Simulation Program for Launching Performance of a Passenger Car equipped Continuously Variable Transmission," Transactions of KSAE, Vol.7, No.7, pp.157-166, 1999.
- 5) SAE Transmission/Axle/Driveline Forum Committee, Design Practice, SAE, 1996.
- 6) P. G. Gott, Changing Gears: The development of the Automatic Transmission, Society of Automotive Engineers, 1991.
- 7) H. E. Merrit, Hydraulic Control System, John Wiley & Sons, 1967.