

# 산업차량용 토크컨버터의 작동 안정성 평가 방법에 대한 연구

김 범 수<sup>1)</sup> · 임 원 식<sup>\*2)</sup> · 차 석 원<sup>3)</sup>

서울대학교 대학원<sup>1)</sup> · 서울산업대학교 자동차공학과<sup>2)</sup> · 서울대학교 기계항공공학부<sup>3)</sup>

## A Study on the Evaluation Method of the Operation Stability of a Torque Converter Mounted on Industrial Vehicle

Beomsoo Kim<sup>1)</sup> · Wonsik Lim<sup>\*2)</sup> · Suk Won Cha<sup>3)</sup>

<sup>1,3)</sup>School of Mechanical & Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

<sup>2)</sup>Department of Automotive Engineering, Seoul National University of Technology, Seoul 139-743, Korea

(Received 6 September 2006 / Accepted 30 October 2006)

**Abstract** : This paper presents the induced mathematical modeling equations for evaluating the operation stability with automatic transmission of heavy duty vehicle. This theoretical approach indicates that linearized governing equations of system can be converted into eigen-value problems. if the eigen-value has positive number, we can predict the engine operating point locates an unstable operating region. To be a stable state, the unstable operating point diverges toward a stable point which is able to maintain uniform velocity. Based on the previous theoretical analysis, we carry out dynamic simulation to show the behavior of engine operating point and torque converter in transient state. As a result of the dynamic simulation, the suggested theoretical method is found to be reasonable for evaluating the operation stability of a torque converter. In addition, the numerical results explain the engine stops and fluctuating phenomenon in reality.

**Key words** : Torque converter(토크컨버터), Eigen-value(고유치), Operation stability(작동 안정성), Performance matching(성능 매칭), Capacity factor(용량계수), Speed ratio(속도비), Torque ratio(토크비)

### Nomenclature

$I$  : inertia  
 $T$  : torque, Nm  
 $\omega$  : angular speed, rad/s  
 $C_{tc}$  : capacity factor, Nm/rpm<sup>2</sup>  
 $t_r$  : torque ratio  
 $\omega_r$  : speed ratio  
 $\theta_{th}$  : throttle open rate  
 $\lambda$  : eigen-value

### Subscripts

E : engine  
P : pump  
T : turbine  
V : vehicle

## 1. 서론

차량의 주 동력원으로 사용하는 엔진이나 모터의 동력을 주행 상태와 운전자의 요구 조건에 맞게 차량의 추진축에 전달하는 기능을 동력 전달계(powertrain)가 수행한다. 이 중 동력전달계의 주요

\*Corresponding author, E-mail: limws@snut.ac.kr

구성 부품 요소의 하나인 토크 컨버터는 동유압 방식의 유체식 동력 전달 기구로서 현재 대부분의 자동변속기 차량에 장착 사용하고 있다.<sup>1,4)</sup>

동력전달계의 기초 성능 설계 단계에서 토크 컨버터의 요구 성능 결정은 엔진의 용량, 변속기의 구조적인 특성, 주행 요구 조건을 반드시 고려해야 한다. 이를 위해 먼저 동력전달계의 구조에 따라 변화하는 엔진 용량과의 성능 매칭(performance matching) 기법의 연구가 선행되어야 한다. 토크컨버터가 장착된 동력전달계의 구조는 성능 매칭 방법의 차이에 의해 크게 두 가지로 나누어 볼 수 있다.

- a. 단일 동력 흐름 구조(Simple Power Flow Type)
- b. 동력 분기구조(Power Split Flow Type)

단일 동력 흐름 구조는 대부분의 승용차용 자동변속기에 적용되고 있으며, 동력원인 엔진의 출력축은 토크컨버터의 펌프(pump or impeller) 축에 직접 연결되어 있고, 컨버터의 터빈(turbine) 축은 변속기어열의 입력축에 연결되어 있어 동력 흐름 경로에서의 분기(split) 현상이 존재하지 않는다. 이에 반해 중 부하용 차량에 적용하는 동력 분기 구조의 동력전달 장치에서는 기구적인 특성에 의해 엔진의 동력이 분리되는 시스템으로, 바퀴 구동을 위한 동력이 전달되기 이전에 작업 동작에 필요로 하는 동력이 빠져나가는 구조이다.<sup>1-3)</sup> 굴삭된 토사, 골재, 파쇄암 등을 운반 기계에 적재하는 용도로 쓰이는 휠로더(wheel loader)는 엔진의 동력을 이용하여 유압 실린더와 연결된 버킷(bucket)의 작동으로 인해 동력 분기 구조의 동력 흐름 특성을 보인다. 따라서 동력 분기 구조의 동력전달계에서는 구동계의 빈번한 전 후진과 작업 환경 부하에 따른 임의의 요구 동력으로 인해 엔진 작동점의 불안정한 거동 현상이 나타난다.

본 논문에서는 중부하 차량의 동력전달계에서 토크컨버터와 동력원의 성능 매칭에 대한 고찰과 엔진 작동점의 안정성 평가 방법에 대한 판별을 위해 수학적 접근 방법을 제시하고, 시스템 모델링을 통한 시뮬레이션을 수행하여 비교 분석하였다.

## 2. 해석 방법

### 2.1 이론적 배경

Fig. 1의 엔진출력토크( $T_e$ ) 곡선과 부하토크( $T_v$ ) 곡선의 교차점은 엔진 속도가 등속을 유지할 수 있는 작동점이다. 그러나 엔진토크곡선의 기울기가 부하토크 곡선의 기울기보다 큰 영역에서 교차하는 점(unstable point)에서는 외란에 의한 엔진 속도의 차이에 의해 등속을 유지하지 못하고 발산하게 된다. 특히 엔진 작동점이 불안정(unstable)한 점에서 양(+)의 속도차( $\delta\omega_p$ )를 가지면 엔진의 출력토크는 부하 토크를 능가하여 엔진 속도는 가속하여 안정점(stable point)으로 수렴하게 되고, 음(-)의 속도차( $\delta\omega_p$ )를 갖는 경우 엔진 토크는 부하 토크를 감당하지 못하고 감속하여 시동 꺼짐 현상이 발생한다. 차량의 동력전달계 회전축은 여러 가지 회전 관성과 축 강성들을 포함하고 있기 때문에 엔진 출력 토크 곡선의 기울기는 축 회전 댐핑 계수의 역할을 한다. 따라서 엔진 출력 토크 곡선의 기울기가 양수인 속도 영역에서 임의의 부하 토크와 매칭되는 작동점에 대해 발산하는 경향이 있으므로 저 회전 속도 영역에서 엔진 출력 토크의 증가 혹은 감소에 의한 비틀림 진동 변위가 증가하게 되고 이는 일반적인 댐핑 특성과 반대가 되는 음의 댐핑(negative damping) 특성을 보인다.

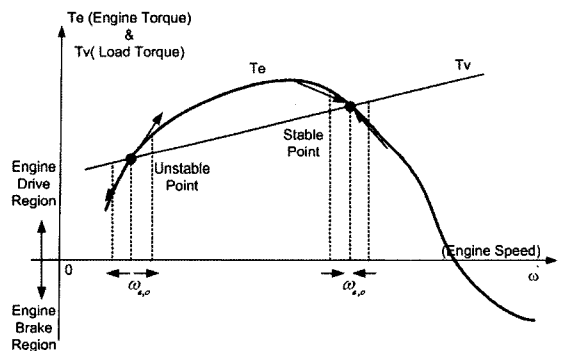


Fig. 1 Stable points in engine operating region

### 2.2 시스템 모델링

중부하 토크 컨버터를 장착한 자동변속기의 엔진 작동점의 안정성 평가 방법에 대해 고찰한다. 이를

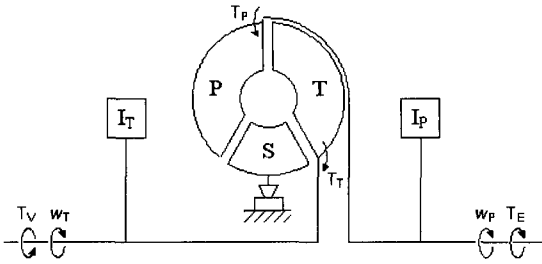


Fig. 2 Schematic view of torque converter

위하여 Fig. 2의 대상 시스템을 고려한다.

Fig. 2의 시스템에 대한 운동 방정식은 식 (1), 식 (2)와 같다. 식 (3)~식 (5)는 토크컨버터의 성능 곡선에서 정의되는 관계식이다.<sup>4)</sup>

$$I_P \dot{\omega}_P = T_E - T_P \quad (1)$$

$$I_T \dot{\omega}_T = T_T - T_V \quad (2)$$

$$\omega_T = \omega_r \omega_P \quad (3)$$

$$T_T = t_r T_P \quad (4)$$

$$T_P = C_{tc} \omega_P^2 \quad (5)$$

여기서,  $t_r = t_r(\omega_r)$ ,  $C_{tc} = C_{tc}(\omega_r)$ ,  $T_V = T_V(t, \omega_T)$ ,  $T_E = T_E(\theta_{th}(t), \omega_P)$  토크컨버터의 용량계수( $C_{tc}$ ), 토크비( $t_r$ )는 무차원 변수인 속도비( $\omega_r$ )의 함수로 표현되지만 엔진의 경우 스로틀 개도량( $\theta_{th}(t)$ )의 함수로 개도량에 따라 같은 속도에서도 다른 출력토크가 발생하므로 용량계수도 스로틀 개도량의 영향을 받게 된다. 이와 같이 스로틀 개도에 따른 용량계수 값을 모두 만족시키는 토크컨버터 설계는 불가능하므로 스로틀 개도는 엔진이 최대 토크를 출력할 수 있는 개도량(wide open throttle)으로 정하며 이는 엔진의 속도에 따른 최대 출력 토크값만을 고려하여 엔진 토크( $T_E$ )를 펌프 속도( $\omega_P$ )만의 함수로 표현한다. 식 (4)~(5)를 식 (1), (2)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$I_P \dot{\omega}_P - T_E + C_{tc} \omega_P^2 = 0 \quad (6)$$

$$I_T \dot{\omega}_T - t_r C_{tc} \omega_P^2 + T_V = 0 \quad (7)$$

### 2.3 작동 안정성 평가 지배방정식 도출

Taylor's 공식에 의해 식 (8)~식 (11)을 얻을 수 있다.

$$T_E = T_E(\theta_{th}, \omega_P) \quad (8)$$

$$= T_{E0} + \frac{\partial T_{E0}}{\partial \theta_{th}} \frac{d\theta_{th,0}}{dt} \delta t + \frac{\partial T_{E0}}{\partial \omega_P} \delta \omega_P + \dots$$

$$C_{tc}(\omega_r) = C_{tc,0} + \frac{dC_{tc,0}}{d\omega_r} \delta \omega_r + \dots \quad (9)$$

$$t_r(\omega_r) = t_{r,0} + \frac{dt_{r,0}}{d\omega_r} \delta \omega_r + \dots \quad (10)$$

$$T_V = T_V(t, \omega_T) \\ = T_{V,0} + \frac{\partial T_{V,0}}{\partial t} \delta t + \frac{\partial T_{V,0}}{\partial \omega_T} \delta \omega_T + \dots \quad (11)$$

이 때, 운동방정식을 선형화하기 위하여 다음과 같은 각 변수에 대한 변동차법(perturbation method)을 적용한다.

$\delta \omega_P = \omega_P - \omega_{P,0}$ ,  $\delta \omega_T = \omega_T - \omega_{T,0}$ ,  $\delta \omega_r = \omega_r - \omega_{r,0}$ ,  $\delta \theta_{th} = \theta_{th} - \theta_{th,0}$ ,  $\delta \omega_r = (\delta \omega_T - \omega_{r,0} \delta \omega_P) / \omega_{P,0}$  이므로 이를 식 (8)~(11) 및 식 (6), (7)에 적용하여 정리하면 식 (12)의 행렬식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} I_P 0 \\ 0 I_T \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta \dot{\omega}_P \\ \delta \dot{\omega}_T \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2 C_{tc,0} \omega_{P,0} - \omega_{T,0} \frac{dC_{tc,0}}{d\omega_r} - \frac{\partial T_{E0}}{\partial \omega_P} & \omega_{P,0} \frac{dC_{tc,0}}{d\omega_r} \\ \omega_{T,0} \frac{d(C_{tc,0} t_{r,0})}{d\omega_r} - 2 t_{r,0} C_{tc,0} \omega_{P,0} & \frac{\partial T_{V,0}}{\partial \omega_T} - \omega_{P,0} \frac{d(C_{tc,0} t_{r,0})}{d\omega_r} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta \omega_P \\ \delta \omega_T \end{Bmatrix} \\ = \begin{Bmatrix} \frac{\partial T_{E0}}{\partial \theta_{th}} \frac{d\theta_{th,0}}{dt} \delta t + T_{E0} - C_{tc,0} \omega_{P,0}^2 \\ - \frac{\partial T_{V,0}}{\partial t} \delta t - T_{V,0} + t_{r,0} C_{tc,0} \omega_{P,0}^2 \end{Bmatrix} \quad (12)$$

식 (12)로 표현되는 선형 시스템에서 시스템의 안정성을 평가하기로 한다. 다음을 가정할 때,

$$\begin{Bmatrix} \delta \dot{\omega}_P \\ \delta \dot{\omega}_T \end{Bmatrix} = \lambda \begin{Bmatrix} \delta \omega_P \\ \delta \omega_T \end{Bmatrix}$$

식 (12)의 고유치  $\lambda$ 는 식 (13)와 같이 결정된다.

$$\begin{aligned}
 & \left( I_P I_T \right) \lambda^2 + I_T \left\{ 2 C_{t_{c,0}} \omega_{P,0} - \omega_{T,0} \frac{d C_{t_{c,0}}}{d \omega_r} - \frac{\partial T_{E,0}}{\partial \omega_P} \right\} \lambda \\
 & + I_P \left\{ \frac{\partial T_{v,0}}{\partial \omega_T} - \omega_{P,0} \frac{d (C_{t_{c,0}} t_{r,0})}{d \omega_r} \right\} \lambda \quad (13) \\
 & + \left( 2 C_{t_{c,0}} \omega_{P,0} - \omega_{T,0} \frac{d C_{t_{c,0}}}{d \omega_r} - \frac{\partial T_{E,0}}{\partial \omega_P} \right) \\
 & \cdot \left( \frac{\partial T_{v,0}}{\partial \omega_T} - \omega_{P,0} \frac{d (C_{t_{c,0}} t_{r,0})}{d \omega_r} \right) \\
 & - \omega_{P,0} \frac{d C_{t_{c,0}}}{d \omega_r} \cdot \left( \omega_{T,0} \frac{d (C_{t_{c,0}} t_{r,0})}{d \omega_r} - 2 t_{r,0} C_{t_{c,0}} \omega_{P,0} \right) = 0
 \end{aligned}$$

여기서, 다음과 같은 계수를 정의한다.

$$\begin{aligned}
 c_1 &= \frac{I_P}{I_T} \\
 c_2 &= 2 \frac{\partial T_{E,0}}{\partial (\omega_{P,0}^2)} = \frac{\partial T_{E,0}}{\omega_{P,0} \partial \omega_{P,0}} \quad \left( \Rightarrow \omega_{P,0} c_2 = \frac{\partial T_{E,0}}{\partial \omega_{P,0}} \right) \\
 c_3 &= 2 \frac{\partial T_{V,0}}{\partial (\omega_{T,0}^2)} = \frac{\partial T_{V,0}}{\omega_{T,0} \partial \omega_{T,0}} \quad \left( \Rightarrow \omega_{P,0} \omega_{r,0} c_3 = \frac{\partial T_{V,0}}{\partial \omega_{T,0}} \right) \\
 c_4 &= 2 C_{t_{c,0}} - \omega_{r,0} \frac{d C_{t_{c,0}}}{d \omega_r} \quad \left( \Rightarrow \omega_{P,0} c_4 = \frac{\partial (C_{t_{c,0}} \omega_P^2)}{\partial \omega_P} = \frac{\partial T_P}{\partial \omega_P} \right) \\
 c_5 &= \frac{d (C_{t_{c,0}} t_{r,0})}{d \omega_r} \quad \left( \Rightarrow \omega_{P,0} c_5 = \frac{\partial (t_r C_{t_{c,0}} \omega_P^2)}{\partial \omega_T} = \frac{\partial T_T}{\partial \omega_T} \right) \\
 c_6 &= \frac{d C_{t_{c,0}}}{d \omega_r} \cdot \left( \omega_{r,0} \frac{d (C_{t_{c,0}} t_{r,0})}{d \omega_r} - 2 t_{r,0} C_{t_{c,0}} \right)
 \end{aligned}$$

여기서 계수  $c_1$ 은 변속단별로 정의되는 회전 관성비를 나타낸다. 변속단수가 고단으로 변화할수록  $c_1$ 값은 작아진다.  $c_2$ 는 엔진 성능에 대한 파라미터를 나타내고 있는데, 엔진 작동점에서 회전속도와 회전속도에 대한 토크의 증가율에 의해 그 값이 결

정된다. 동일한 엔진 토크 증가율이더라도 회전 속도가 저속이면  $c_2$ 값이 증가함을 예상할 수 있다.  $c_3$ 는 터빈 축에 작용하는 부하 특성에 관계하는 파라미터를 나타내고 있는데, 터빈축의 회전속도와 회전속도에 대한 부하 토크의 증가율에 의해 그 값이 결정된다.  $c_4$ 는 펌프 회전 속도에 대한 토크 컨버터 펌프 구동 토크의 변화율을 나타내는 인자이다.  $c_5$ 는 터빈 회전 속도에 대한 토크 컨버터 터빈 출력 토크의 변화율을 나타내는 인자이다.  $c_6$ 은 토크 컨버터 단품 성능에 의해 결정되는 값이다.

$\Lambda = \lambda I_P / \omega_{P,0}$ 로 정의할 때 식 (13)은 식 (14)와 같이 정리될 수 있다.

$$\begin{aligned}
 & \Lambda^2 + \{ (c_4 - c_2) + c_1 (c_3 \omega_{r,0} - c_5) \} \Lambda \\
 & + c_1 \{ (c_4 - c_2) (c_3 \omega_{r,0} - c_5) - c_6 \} = 0 \quad (14)
 \end{aligned}$$

식 (14)를 이용하여 속도비( $\omega_r$ )에 따른 시스템의 고유치( $\Lambda$ )를 구하고 이를 통해 얻은 고유치의 부호를 통해 시스템의 안정성을 파악할 수 있다. 이때  $\Lambda = \lambda I_P / \omega_{P,0}$ 는 엔진 속도의 함수이므로 엔진 속도가 증가할수록  $\Lambda$ 값의 크기는 작아진다. 즉, 고유치의 절대값 크기 비교는 무의미하며 임의의 엔진 속도와 토크에 해당하는 작동점에 대해서 속도비에 따라 Fig. 3에 보이는 시스템의 안정성은 (14)에 의해 결정되는 시스템의 고유치에 의해 결정된다. 즉, (14)의 식을 이용하여  $\Lambda$ 를 구하여 그 값이 음수이어야만 시스템이 안정적이라고 말할 수 있다.

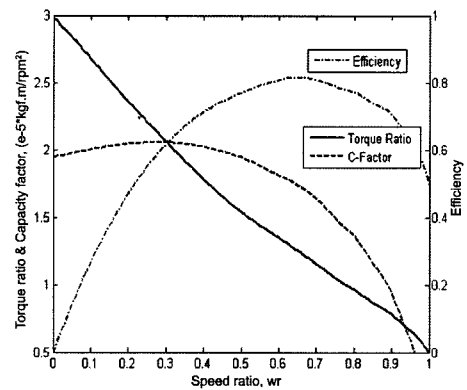
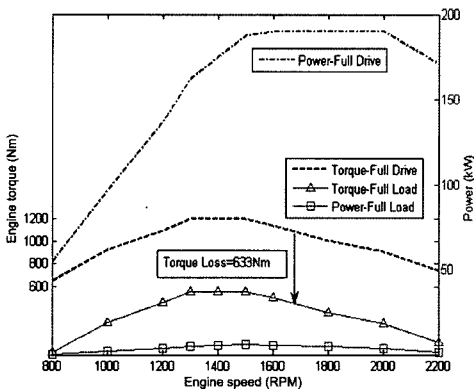


Fig. 3 Engine/ Torque converter performance curve data

### 3. 작동 안정성 평가 결과 및 고찰

시스템의 안정성을 파악하기 위하여 Fig. 3의 엔진과 토크 컨버터의 데이터를 이용 한다. 엔진은 180kW급 디젤엔진(diesel engine)으로, 엔진 데이터의 경우 동력 분기에 의한 부하 토크를 고려하여 운전 부하 상태에서 토크선도를 이용한다.

먼저  $c_1 = 0.05, c_3 = 0.0$  으로 가정한다.  $c_1=0.05$ 는 엔진, 펌프의 등가 관성과 터빈 이후의 변속기, 부하에 의한 등가 관성의 비로 저단 상태의 회전 관성비를 의미하며,  $c_3=0$ 는 터빈축의 회전속도와 회전속도에 대한 부하 토크의 증가율의 향으로 부하 토크의 증가율이 0이다. 식 (14)의 근들을 조사해보면 Fig. 4와 같다.

Fig. 4의 결과를 통하여 엔진 회전 속도 1300 rpm 정도 이하의 영역에서는 어느 속도비( $\omega_r$ ) 점의 작동 상태에 매칭이 되더라도 시스템의 고유치가 양수가 되어 시스템이 불안해지고 있음을 알 수 있다. 또한 결과로부터 속도비( $\omega_r$ )가 증가할수록 엔진의 안정적인 속도 영역이 줄어들고 있음을 알 수 있으며 안정적인 최소 엔진 회전 속도점은 스톨 상태임을 알 수 있다. 펌프 및 터빈의 작동점이 불안정적인 거동을 보인다는 뜻은 작은 외란에 의해서도 그 작동점이 쉽게 변화된다는 것을 의미하며 그 작동점에서 등속을 유지할 수 없음을 의미한다. 이러한 불안정적인 거동은 결국 펌프 및 터빈 속도의 변화량으로 나타난다. 펌프와 터빈의 속도 변화는 각 회전축에

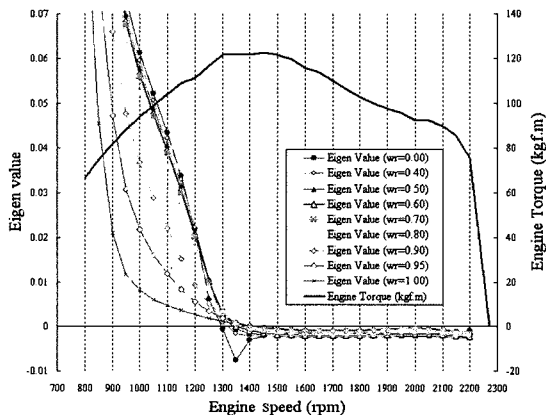


Fig. 4 Result of eigenvalue characteristics for speed ratio range from 0 to 1

서 느껴지는 회전관성의 영향을 받게 된다. 회전 관성이 큰 터빈축의 속도변화량은, 상대적으로 회전 관성이 작은 펌프 축의 속도변화량보다 작게 나타난다. 즉, 회전축들의 불안정적인 작동 형태는 주로 회전 관성이 작은 펌프의 회전 속도 변화량으로 나타나게 될 것으로 예상할 수 있으며, 터빈 축의 등가 회전 관성 값에 비해 펌프의 회전관성 값이 작은 고단의 변속비 영역에서는 엔진 회전속도의 변화율이 상대적으로 크게 나타날 것으로 예상할 수 있다. 무거운 차량 관성으로 인해 속도 변화가 크지 않은 터빈축와 비교하여, 민첩한 거동을 보이는 펌프 축의 회전속도 변화량은 곧 속도비의 변화를 수반한다. 구체적으로 엔진의 회전 속도가 증가하면 속도비는 감소하며 엔진의 회전 속도가 감소하면 속도비는 증가하게 된다. 엔진이 불안정적인 작동점에서 회전속도의 감소로 그 거동이 움직일 때 토크 컨버터는 속도비가 증가하게 되는데, Fig. 4에 알 수 있듯이 속도비가 감소하면 더더욱 불안정적인 작동영역이 넓어지므로 엔진의 감속은 계속 이어져 결국 시동 꺼짐으로 나타날 수 있다. 이 밖에 브레이크를 밟아 스톨 상태를 유지한 상태에서 작동점의 안정성을 평가하는 경우에는 브레이크에 의해 강제적으로 고정되어 있는 터빈 축의 회전속도는 고려하지 않고 엔진의 회전 속도만 고려하면 된다.

### 4. 시뮬레이션을 통한 검증

#### 4.1 시뮬레이션 방법

Fig. 3의 엔진과 토크컨버터의 성능 곡선 데이터를 이용하여 식 (6), (7)로 표현되는 상미분방정식 (ordinary differential equation)의 초기값 문제(initial-value problems)를 4차 Runge-Kutta Methods를 적용하여<sup>5)</sup> 토크컨버터의 펌프( $\omega_p$ )와 터빈( $\omega_T$ )속도의 해를 구한다. 여기서 초기값은 Fig. 5에서 보듯 엔진 출력 토크 곡선과 부하 토크 곡선의 교차점의 엔진 속도를 구하여  $\pm 8\%$  편차(deviation)를 두고 대입한다.

토크컨버터의 속도비  $\omega_r=0.2$  이하의 영역은 일반적으로 시스템의 응답성에 관한 영역으로 Fig. 6의 B점이 이에 해당한다. 이 B점( $\omega_r=0$ )은 스톨 스피드 상태(stall speed state)로 토크컨버터와 엔진의 성능 매칭 시 엔진 출력 토크 곡선의 최대 토크점 우측에

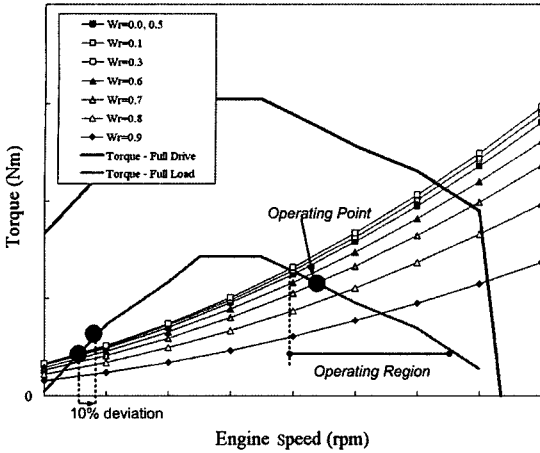


Fig. 5 Typical performance matching curve for engine data

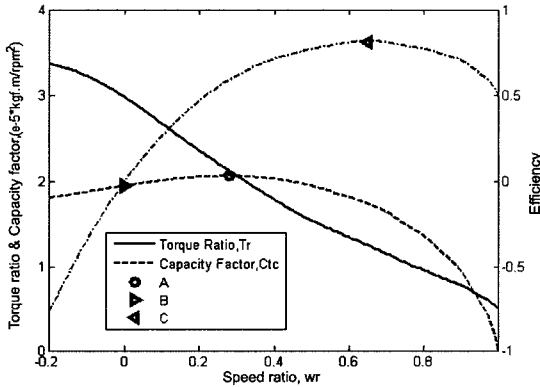


Fig. 6 Observation point on T/con performance curve data

위치하도록 한다. 속도비  $\omega_r=0.2\sim0.7$  정도의 영역은 중저단 변속비에서의 작동 영역이라고 할 수 있다. 이 점은 Fig. 6의 A점으로 용량계수가 최대일 때의 속도비  $\omega_r=0.28$ 값으로 대표할 수 있다. 속도비  $\omega_r=0.7\sim0.8$ 의 영역은 변속이 이루어지는 영역이며 속도비  $\omega_r=0.8$  이상의 영역은 최고 변속단으로 진입되는 영역이다. 따라서 속도비  $\omega_r=0.8$ 이상의 영역은 작동 영역으로 사용하는 경우가 드물다.<sup>(6,7)</sup> 중장비 차량의 경우, 주로 저속에서 고 토크의 부하를 이기며 작업하는 상태가 빈번하므로 이러한 커플링 포인트 근처에서의 작동 발생 빈도가 낮아 일반적으로 커플링 포인트를 낮추는 경향이 있다. Fig. 6의 C점은 효율이 최대가 되는 점으로  $\omega_r=0.65$  값을 가지며 고단의 고속주행 영역의 속도비 값을 대표한다.

시뮬레이션에 사용된 매개 변수들의 값이 Table 1에 정리되어 있다.

Table 1 Parameter values used in simulation

Simulation parameters	Value
$c_1, c_3$	0.05, 0.0
Speed ratio : $\omega_r$	[0.0, 0.28, 0.65, 0.9]
Deviation : $\epsilon$	$\pm 10\%$
Torque Load	633 Nm
Time span	0~5 sec
Step size	0.01

#### 4.2 시뮬레이션 결과 및 고찰

Fig. 7, Fig. 8은 Fig. 6에서 정한 세 점의 속도비에 대해 엔진 출력 토크와 부하토크의 교차점에서  $\epsilon = +10\%$ 의 편차를 초기값으로 하여 시뮬레이션한 과도 특성 결과 그래프이다.

펌프와 터빈의 속도변화량에 주목할 필요가 있다. 회전 관성의 차이에 의해 0~1초 사이에서 펌프의 속도 변화량이 터빈 속도의 변화량에 비해 크게 나타남을 확인할 수 있으며, 여기서 펌프 속도의 변화량은 엔진 회전 속도의 변화량과 동일하다. Fig. 1에서 보듯 안정점까지 급격하게 발산을 한 이후에 속도 변화량이 줄어들음을 확인할 수 있다. 시간에 따른 펌프 토크 변화량은 엔진 토크의 거동과 동일하다. 속도비가 클수록 토크의 감소 현상을 보인다. 이

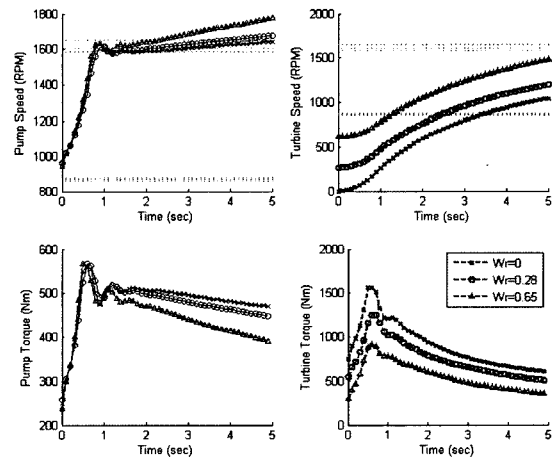


Fig. 7 Transient Speed & Torque characteristic for speed ratio ( $\omega_r=0,0.28,0.65$ )

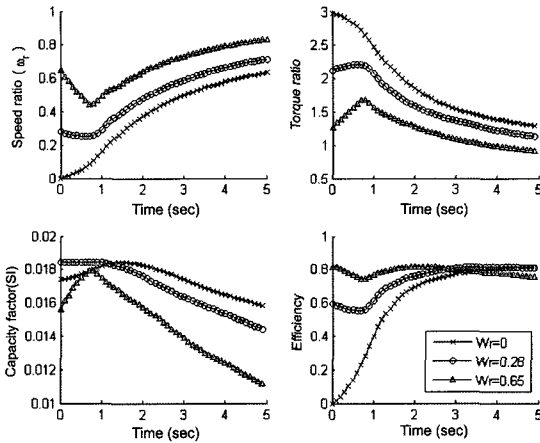


Fig. 8 Transient T/con performance variables characteristic for speed ratio ( $\omega_r=0,0.28,0.65$ )

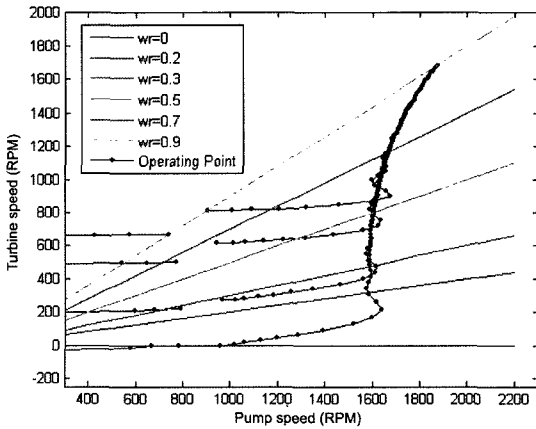


Fig. 9 Operating point on the pump vs turbine speed map (slope : constant speed ratio)

는 Fig. 10의 엔진 성능 곡선에서 속도비가 클수록 고속의 저 토크 영역에 작동점이 위치함으로 인한 것이다.

Fig. 8은 Fig. 7의 엔진의 불안정한 거동 특성에 의한 토크컨버터의 성능 변수들의 변화를 나타낸 그래프이다. 스톱 스피드( $\omega_r=0$ )를 제외한 다른 속도비( $\omega_r=0.28, 0.65$ )에서 Fig. 7의 급격한 펌프 속도의 변화량에 의해 속도비가 감소하며, 1초 이후에 엔진 회전 속도의 감소로 인해 다시 속도비가 증가하게 된다.

Fig. 9는 펌프와 터빈의 속도 분포를 속도비에 따라 도시한 그래프이다. 직선의 기울기가 속도비를

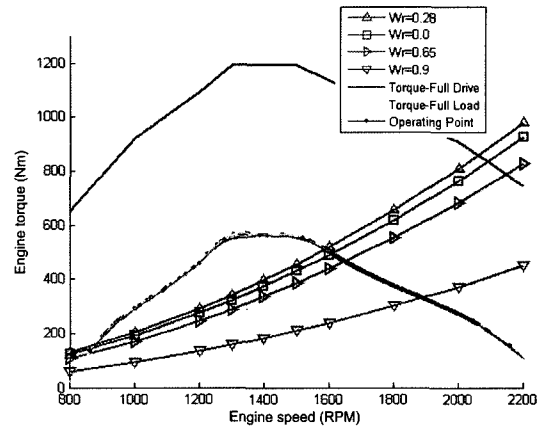


Fig. 10 Operating point & region on the engine map

나타내며, 초기값을 시작으로 불안정한 작동점에서 안정한 작동점으로 수렴하고 다시 발산하고 있다. 안정점을 지나쳐 계속 발산하는 이유는 2.3절 부하 토크의 변화량인  $c_3 = 0.0$ 으로 가정하였기 때문이다. 또한 800rpm보다 작은 속도영역에서의 작동점은 초기값을 엔진의 불안정한 작동점에서  $\varepsilon = -10\%$ 의 편차를 주어 터빈 속도는 부하 관성에 의해 유지되나 엔진 속도는 0으로 수렴하여 엔진의 시동 꺼짐 현상을 보인 것이다.

Fig. 10은 엔진과 토크컨버터의 성능 매칭과 속도비에 따른 엔진 작동점의 분포를 나타낸 그래프이다. Fig. 4의 시스템의 고유치에 의해 엔진 회전 속도가 1500 rpm 이상에서 작동점이 매칭된다면 속도비에 관계없이 시스템이 안정적인 거동 특성을 보임을 알 수 있다. 1300~1500rpm은 엔진의 최대 토크점이 존재하는 영역으로 안전율(safety factor)을 고려하면 1600 rpm에서 모든 속도비에 대해 엔진 작동점이 매칭되도록 한다. 시뮬레이션 결과 Fig. 8에서 보듯 엔진 작동점들이 1600rpm 부근 이후로 분포하고 있음을 알 수 있다.

## 5. 결론

본 연구에서는 중부하 차량용 토크컨버터를 장착한 자동변속기 시스템의 작동 안정성에 대한 수학적 이론 도출 방법을 제시하였다. 선형화한 작동 안정성 평가 지배방정식을 통해 얻은 시스템의 고유치로 엔진과 토크컨버터의 용량 매칭시에 필요한

작동 안정성에 대한 판단 기준을 세울 수 있었다. 이를 통해 얻은 결과를 비교 분석하기 위해 시스템 모델링에 의한 상미분 방정식을 4차 Runge-Kutta Methods를 적용하여 속도비에 따른 엔진과 토크컨버터의 다이내믹 해석을 수행하였다. 시스템의 고유치를 통한 엔진 작동점의 불안정성에 대한 결과는 실제 시뮬레이션에서 작은 외란에 의해 엔진과 토크컨버터의 거동 특성이 발산함을 보이고, 안정적인 작동 영역에 대해 수렴함을 보임으로써 실제 차량의 시동 꺼짐 현상 및 엔진 속도 게이지의 출렁거림 현상을 설명할 수 있는 방법을 제시하였다.

## 후 기

본 연구는 교육인적자원부/ 산업자원부/ 노동부의 출연금으로 수행한 산학협력중심 대학육성사업의 연구 결과입니다.

## References

- 1) W.-S. Lim and J.-W. Lee, "Development of the Variable Parametric Performance Model of Torque Converter for the Analysis of the Transient Characteristics of Automatic Transmission," Transactions of KSAE, Vol.10, No.1, pp.244-254, 2002.
- 2) H. S. Jo, W. S. Kim, J. M. Lee and J. Y. Kim, "Dynamic Performance Estimation and Optimization for the Power Transmission of a Heavy Duty Vehicle," Transactions of KSAE, Vol.4, No.1, pp.63-74, 1996.
- 3) W.-S. Lim, A Study on the Analysis/Design of a Torque Converter and the Analysis of the Dynamic Characteristics of Automatic Transmission, Seoul National Graduate School, pp.100-123, 1995.
- 4) B. E. Cartwright, Design Practices : Passenger Car Automatic Transmission, 3rd Edition, AE-18, SAE, NewYork, pp.100-120, 1994.
- 5) S. R. Singiresu, Applied Numerical Methods for Engineers and Scientists, Prentice Hall, New Jersey, pp.631-691, 2002.
- 6) A. J. Kotwicki, "Dynamic Model for Torque Converter Equipped Vehicles," SAE 820393, 1982.
- 7) H. Kitahara and K. Ikeura, "Transient Torque Control during Ratio Change in Automatic Transmission," JSAE Review, Vol.9, No.4, pp.236-240, 1988.