

자동변속기 락업클러치의 모델 예측 슬립 제어

이 해 우*¹⁾ · 최 세 범¹⁾

한국과학기술원 기계공학과¹⁾

Model Predictive Slip Control for Lock-up Clutch in Automatic Transmission

Haewoo Lee*¹⁾ · Seibum Choi¹⁾

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, 291 Daehak-ro, Yuseong-gu, Daejeon 34141, Republic of Korea

Abstract : 자동변속기의 락업클러치는 토크 컨버터 내부의 유체로 인해 손실되는 동력을 줄이기 위해 임펠러와 터빈 사이를 물리적으로 연결하는 장치이다. 보통 기어 변속 가능성이 없다는 판단하에서 고단에서만 활용해왔지만, 최근에는 변속기의 다단화와 클러치 내구도의 발전에 따라 저단에서도 락업클러치의 적극적인 개입이 가능해졌다. 이에 따라 많은 연구가 진행되었지만, 대다수의 연구에서는 상위 제어기에서 형성한 슬립 경로를 추종하는 하위 제어기 개발을 중심으로 진행됐다. 그러나 해당 클러치의 슬립 경로는 연료 효율, 엔진 스톱, 주행상황에서의 저크 등을 결정하는 주요한 최적화 문제임에도 불구하고 관련된 연구가 활발히 진행되지 않았다. 본 연구에서는 Kotwicki 토크 컨버터 모델, 습식 클러치 모델, 1차 지연 엔진 토크 모델, 2차 다항식 노면 저항 모델의 선형화를 통해 간략화된 드라이브 라인 모델을 구성하였다. 이후 모델 예측 제어를 활용하여 락업클러치의 최적 제어 알고리즘을 제안하였다. 드라이브 라인의 차량 장치들은 실험 데이터를 기반으로 모델링을 진행했으며, 제어기 성능 및 알고리즘은 시뮬레이션 프로그램 Matlab & Simulink Simscape Driveline 을 통해서 검증하였다.

Key words : Model predictive control(모델 예측 제어), Automatic transmission(자동 변속기), Lock-up clutch(락업 클러치), Torque converter(토크 컨버터), Wet clutch(습식 클러치)

Nomenclature

T_p : Pump torque, Nm

T_t : Turbine torque, Nm

T_c : Clutch torque, Nm

T_{rl} : Road load torque, Nm

T_e : Engine torque, Nm

ω_e : Engine speed, rad/s

ω_t : Turbine speed, rad/s

ω_p : Pump speed, rad/s

p_1 : Control input pressure, bar

p_2 : Torque converter inner pressure, bar

a, b : Lock up clutch parameter

μ_v : Viscous friction coefficient, Nm/rpm

μ_{asp} : Asperity friction coefficient, Nm/bar

$a_0, a_1, a_2, b_0, b_1, b_2$: Torque converter parameter

V : Vehicle speed, m/s

m : Vehicle mass, kg

c_1, c_2, c_3 : Rolling resistance coefficient

l_1, l_2, l_3 : Road load coefficient

R_{wheel} : Wheel radius, m

I : Inertia, kgm²

i_{tm} : Gear ratio

i_{fd} : Final gear ratio
 T_s : Sampling period, s

1. 서론

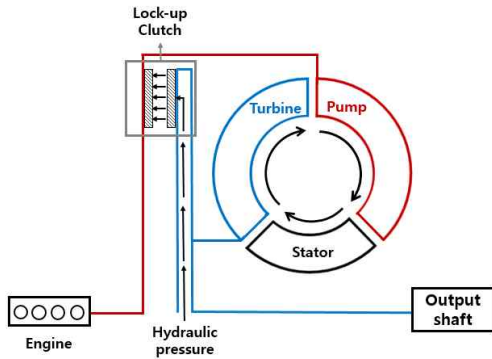


Fig. 1 자동변속기 토크 컨버터 클러치 제어시스템

최근 자동차 부품의 개발 및 연구의 방향성은 엔진의 연소 효율, 변속기의 동력 전달 효율, 무게 감소를 통해서 환경 보존에 이바지하는 것이다. 현재 자동차에서 흔히 쓰이는 자동변속기(Automatic transmission)의 토크 컨버터(Torque converter)는 유체를 활용한 동력 전달 장치로서, 비틀림 진동 저감을 통한 편안한 주행, 부드러운 기어 변속 그리고 저속에서의 토크 증대 등의 장점이 있다. 하지만 임펠러(Impeller, 혹은 Pump)와 터빈(Turbine) 간의 회전 속도를 자유자재로 조절할 수 없기에 원치 않게 유체 에너지가 손실되어 연비가 감소하고, 변속기 내에서 상당한 열이 발생한다.

해당 문제점을 해결하기 위해 임펠러와 터빈 사이의 속도를 조절하고 물리적으로 연결하는 토크 컨버터 클러치(Torque converter clutch), 일명 락업 클러치(Lock-up clutch)가 개발되었다. 액츄에이터의 압력으로 클러치 사이의 토크를 제어하여 입력축과 출력축의 속도를 조절할 수 있다. 보통 기어 변속 가능성이 없다는 판단하에서 3단 이상의 고단에서만 위 시스템을 활용해왔지만, 최근에는 변속기의 다단화와 클러치 내구도의 발전에 따라 저단에서도 락업 클러치의 적극적인 슬립 제어가 가능해

졌다.

기존 연구에서는 락업 클러치의 하위 제어기에 관한 연구만 주로 진행됐으며, 대부분 강건성을 보장하며 추종 성능을 높이는 방향으로 진행되었다. 피드백 제어부터 시작하여, 2-DOF 제어, H-infinity 제어, 관측기 성능 향상 등 다양한 제어기법을 통해 락업 클러치 제어시스템이 발전되어 왔다. 1)2)

본 연구에서는 적극적인 락업 클러치의 활용 방안에 맞는 슬립 제어기를 제안하였다. 모델 예측 제어기를 사용했으며, 이는 부드러운 락업 클러치 슬립 및 체결 그리고 변속기에서의 에너지 효율을 극대화한다. 해당 제어기의 특징은 별도의 슬립 경로를 형성해주는 상위 제어기가 필요 없다는 장점이 있다.

2. 자동변속기 드라이브 라인 모델링

본 장에서는 자동변속기드라이브 라인 모델을 구성하고 있는 토크 컨버터, 엔진, 습식 클러치, 노면 저항에 대해 분석하고 이를 종합하여 간략화된 자동변속기 드라이브 라인 모델링을 진행하였다.

2.1 토크 컨버터 특성 모델링

토크 컨버터의 특성을 설명하는 물리적 모델 중 가장 간단한 것은 AJ. Kotwicki 가 제안한 정적 모델이다. 해당 모델은 토크 컨버터의 입력축인 펌프의 토크와 출력축인 터빈의 토크가 펌프 속도와 터빈 속도의 이차식으로 표현된다는 특징이 있다. 3)4) 이때, 10Hz 주파수 이상의 빠른 제어시스템이 아닌 경우는 정적 모델과 동적 모델의 차이가 크지 않다. 특히 동적 모델의 경우 제어에 활용하기 어려우므로 락업 클러치의 제어 모델의 경우 정적 모델을 주로 사용한다.

$$\begin{aligned} T_p &= a_0\omega_p^2 + a_1\omega_p\omega_t + a_2\omega_t^2 \\ T_t &= b_0\omega_p^2 + b_1\omega_p\omega_t + b_2\omega_t^2 \end{aligned} \quad (1)$$

해당 계수들은 토크 컨버터 실차 실험 데이터에서 회귀 추정(Regression)을 통해 구해낼 수 있다. 여기서 토크 컨버터의 정적 모델은 속도비가 0.8 ~ 0.9

* 이해우, E-mail:zkdlgodn@kaist.ac.kr

사이에서 토크 모델 특성이 달라지므로 각각의 계수들을 두 경우에 대해서 따로 구해줘야 한다.

2.2 랙업 클러치 특성 모델링

랙업 클러치는 토크 컨버터와 같이 작동하기 때문에 주로 습식 다판 클러치로 이루어져 있다. 습식 클러치에서 전달되는 토크의 종류는 두 가지가 있다. 이는 클러치 사이에서의 압력에 비례하는 돌기 접촉 마찰력(Asperity torque), 클러치 슬립 속도에 비례하는 점성 마찰력(Viscous torque)이다. 해당 관계식은 다음과 같다.

$$T_c = T_{asperity} + T_{viscous} = a(p_1 + p_2 + b)\mu_{asp} + \mu_v \omega_{slip} \quad (2)$$

클러치 제어를 통해서 슬립 속도가 점차 줄어들기 시작하면, 저슬립 속도 구간에서 돌기 접촉 마찰 계수가 감소한다. 이는 정지 마찰력(Static friction)과 운동 마찰력(Kinetic friction)의 차이로 인해 생기는 현상으로, 이를 스트라이백 효과(Stribeck effect)라고 한다. 이 효과는 마찰재와 유체의 특성에 따라서 형상이 달라진다. 보통의 마찰재의 경우 슬립 속도가 감소함에 따라 돌기 접촉 마찰 계수가 증가하는데, 차량 클러치 제어에 쓰이는 마찰재와 변속 오일의 경우 반대로 마찰 계수가 감소한다. 스트라이백 효과는 다양한 함수로 표현할 수 있지만, 이 중 보편적으로 지수 함수를 통해서 식 (3) 처럼 나타낼 수 있다.⁵⁾

$$\mu_{asp} = \mu_1 + (\mu_2 - \mu_1)e^{-\mu_3(\omega_c - \omega_i)} \quad (3)$$

2.3 엔진 토크 모델링

엔진 토크는 자동변속기 드라이브 라인 모델에서 외란(Disturbance)에 해당한다. 다른 변속 클러치 제어기와는 다르게 랙업 클러치 시스템에서는 클러치 제어 과정에서 운전자의 의도를 해치지 않기 위해 엔진 토크를 제어하지 않는 게 그 이유이다. 모델 예측 제어를 활용할 때는 기본적으로 미래의 외란 프로파일(Profile)을 알 수 있다면, 예측을 기반으로 하여 최적 제어의 성능을 증가시킬 수 있다. 하지만

엔진 토크는 운전자의 의도를 의미하므로, 미래의 값을 정확히 예측할 수 없다. 또한, 엔진 속도나 매니폴드 압력에 의해서 달라지기 때문에 정확히 추정하기도 어렵다. 따라서 보통 엔진 토크가 일정하다는 가정하에서 해당 제어를 사용한다. 그러나 최근 자율 주행 기술이 늘어남에 따라 크루즈 컨트롤(Cruise control)이 가능해지면서 엔진 토크의 목표값을 예측할 수 있게 되었다. 본 연구에서는 엔진 토크 목표값을 추정할 수 있다는 가정하에 엔진 토크 프로파일을 다음 식 (4)와 같이 나타내었다.

$$T_e + \tau \dot{T}_e = T_{e,target}$$

$$\tau = \frac{4\pi}{\#cyl\omega_e}$$

$$T_e(k_i + n) = T_{e,target} + (T_e(k_i) - T_{e,target})e^{\frac{-n\omega_e(k_i)\#cylT_s}{4\pi}} \quad (4)$$

2.4 노면 저항 모델링

노면 저항은 보통 세 가지의 형태가 있다. 첫 번째는 공기 저항(Aerodynamic drag), 두 번째로는 노면 기울기(Road grade)로 생긴 저항, 세 번째로는 구름 저항(Rolling resistance)이다.⁶⁾세 저항 모두 속도에 대한 이차식으로 표현할 수 있다. 여기서 바퀴와 연결된 프로펠러 샤프트(Propeller shaft)와 터빈 축이 직접 연결되어 있으므로 차량의 속도는 터빈의 속도로 표현할 수 있다. 따라서 전체적인 노면 저항은 다음 식 (5)과 같이 표현할 수 있다.

$$T_c = l_1 + l_2\omega_i + l_2\omega_i^2 \quad (5)$$

2.5 간략화된 AT 드라이브 라인 통합 모델

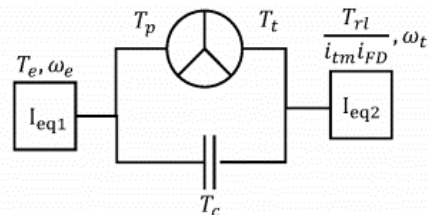


Fig. 2 간략화된 AT 드라이브 라인 통합 모델

$$\begin{aligned}
I_{eq1}\dot{\omega}_e &= T_e - T_p - T_c \\
I_{eq2}\dot{\omega}_t &= T_t + T_c - \frac{T_{rl}}{i_{im}i_{fd}} \\
I_{eq1} &= I_{engine} + I_{pump} \\
I_{eq2} &= I_{turbine} + I_{clutch} + I_{transmission} + \frac{I_{vehicle}}{i_{im}^2 i_{fd}^2} \\
\omega_e &= \omega_p
\end{aligned} \tag{6}$$

3. 모델 예측 제어

본 장에서는 2장에서 소개한 자동변속기 시스템 모델에 모델 예측 제어를 활용하여 락업 클러치의 슬립 및 체결 제어하는 방법에 대해서 제시한다.

3.1 제어기 컨셉

모델 예측 제어(Model predictive control)는 구성된 모델을 기반으로 출력값을 예측하며, 제약구간을 회피하는 출력값이 되게끔 입력값을 형성한다. 즉, 모델 예측 제어기는 제약조건이 있을 때 강력한 제어기법 중 하나이다. 해당 시스템에서 모델 예측 제어를 사용한 이유는 다음과 같다.

기존의 락업 클러치는 토크 컨버터에서의 토크 증대가 되지 못하는 영역인 유체 커플링 모델(Fluid coupling model)에서 체결 제어가 진행되었으며, 주로 고속 주행에서 토크 컨버터에서 손실되는 에너지를 줄이기 위해 일부 과정에서만 사용해 왔다. 주로 토크 컨버터가 변속기에서의 동력 전달 장치의 주요소며, 락업 클러치의 경우 부수적인 동력 전달 요소로 사용되었다.

최근에는 락업 클러치를 제한적인 영역에서만 사용하지 않고 적극적으로 사용하여 그 활용방안을 높이는데 연구가 진행되고 있다. 여기서 생기는 문제점 중 하나는 엔진 스톱(Engine stall)이다. 락업 클러치를 제어하게 되면 엔진 속도가 급격히 감소하면서 터빈 속도에 수렴하게 되는데, 런칭 상황에서 락업 클러치를 잘못 제어하게 되면, 엔진 속도가 급격히 떨어지면서 갑자기 엔진이 정지하는 상황도 생길 수 있다.

따라서 락업 클러치를 제어할 때는, 엔진 속도를 특정 값 이상으로 유지할 수 있게끔 하는 제어와 슬립 제어 과정 중에서 생기는 저크(Jerk), 체결 이후의

충격이 최소화되도록 해야 한다. 본 연구에서는 다양한 엄격한 제약 조건을 만족할 수 있게끔 하는 모델 예측 제어를 기반으로 락업 클러치를 제어하였다.

3.2 제어기 설계

락업 클러치 제어시스템에 모델 예측 제어를 사용하기 위해, 해당 모델을 상태 공간(State space representation) 형태로 만들어야 한다. 슬립 제어를 만들기 위해 출력 벡터(Output vector)는 엔진 속도와 터빈 속도의 차이인 슬립 속도로 설정했으며, 이때 입력 벡터(Input vector)는 락업 클러치 액츄에이터의 제어압이 된다. 따라서 드라이브 라인 모델식 (6)에서 엔진 속도와 터빈 속도 그리고 제어압에 대해 현재 스텝(Operating point) 기준으로 선형화하여 정리하였다.

$$\begin{aligned}
States : x &= \begin{bmatrix} \omega_e \\ \omega_t \end{bmatrix} \\
Input : u &= p_1 \\
Output : y &= \omega_e - \omega_t \\
\dot{x} &= A_c x + B_c u + E_c \\
y &= C_c x
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
A_c &= \begin{bmatrix} -\frac{1}{I_{eq1}} \left(\frac{\partial T_p}{\partial \omega_e} \Big|_{\alpha,p} + \frac{\partial T_c}{\partial \omega_e} \Big|_{\alpha,p} \right) & -\frac{1}{I_{eq1}} \left(\frac{\partial T_p}{\partial \omega_t} \Big|_{\alpha,p} + \frac{\partial T_c}{\partial \omega_t} \Big|_{\alpha,p} \right) \\ \frac{1}{I_{eq2}} \left(\frac{\partial T_p}{\partial \omega_e} \Big|_{\alpha,p} + \frac{\partial T_c}{\partial \omega_e} \Big|_{\alpha,p} \right) & \frac{1}{I_{eq2}} \left(\frac{\partial T_p}{\partial \omega_t} \Big|_{\alpha,p} + \frac{\partial T_c}{\partial \omega_t} \Big|_{\alpha,p} - \frac{1}{i_{im} i_{fd}} \frac{\partial T_{rl}}{\partial \omega_t} \Big|_{\alpha,p} \right) \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} -\frac{1}{I_{eq1}} (2a_0 + a_1 \omega_t + \mu_v) & -\frac{1}{I_{eq1}} (a_1 \omega_e + 2a_2 \omega_t - \mu_v) \\ \frac{1}{I_{eq2}} (2b_0 \omega_e + b_1 \omega_t + \mu_v) & \frac{1}{I_{eq2}} (b_1 \omega_e + 2b_2 \omega_t - \mu_v - \frac{1}{i_{im} i_{fd}} (l_2 + 2l_3 \omega_t)) \end{bmatrix} \\
B_c &= \begin{bmatrix} -\frac{1}{I_{eq1}} \frac{\partial T_c}{\partial p_1} \Big|_{\alpha,p} \\ \frac{1}{I_{eq2}} \frac{\partial T_c}{\partial p_1} \Big|_{\alpha,p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{a \mu_{asp}}{I_{eq1}} \\ -\frac{a \mu_{asp}}{I_{eq2}} \end{bmatrix} \\
C_c &= [1 \quad -1] \\
E_c &= \begin{bmatrix} \frac{1}{I_{eq1}} (T_c + \delta_{Ieq1} \Big|_{\alpha,p}) \\ \frac{1}{I_{eq2}} \delta_{Ieq2} \Big|_{\alpha,p} \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

which $\delta_{Ieq1} \Big|_{\alpha,p}$ & $\delta_{Ieq2} \Big|_{\alpha,p}$ are dummy variables (7)

해당 상태 공간 모델을 이산화(Discretization)하게 되면, 다음 식과 같은 형태의 변화량 모델로 치환할 수 있다.

$$\begin{aligned}
Discretization : A_m &= I + A_c T_s, \quad B_m = B_c T_s, \\
C_m &= C_c, \quad E_m = E_c T_s
\end{aligned}$$

Note that, $\Delta\omega_e(k) = \omega_e(k) - \omega_e(k-1)$,
 $\Delta\omega_f(k) = \omega_f(k) - \omega_f(k-1)$,
 $\Delta p_1(k) = p_1(k) - p_1(k-1)$

Assume that, $\begin{bmatrix} \Delta\delta_{leq1} \\ \Delta\delta_{leq2} \end{bmatrix}_{o,p} \approx 0$

Then, $\Delta E_m(k) = \begin{bmatrix} \frac{T_s}{I_{eq1}}(T_c(k) - T_c(k-1)) \\ 0 \end{bmatrix}$

$$\begin{bmatrix} \Delta\omega_e(k+1) \\ \Delta\omega_f(k+1) \\ y(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_m & \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\ C_m A_m & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\omega_e(k) \\ \Delta\omega_f(k) \\ y(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_m \\ C_m B_m \end{bmatrix} \Delta p_1(k) + \begin{bmatrix} \Delta E_m(k) \\ C_m \Delta E_m(k) \end{bmatrix}$$

$$y(k) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\omega_e(k) \\ \Delta\omega_f(k) \\ y(k) \end{bmatrix} \tag{8}$$

해당 변화량 모델을 통해서 예측 범위(Prediction horizon) 크기의 출력 벡터를 제어 범위(Control horizon) 크기의 입력 벡터의 함수로 다음과 같이 표현할 수 있다. 예측 범위의 크기와 제어 범위의 크기는 보통 계산 시간(Computational load)과 성능(Performance)의 트레이드 오프(Trade-off) 관계를 갖는 튜닝 파라미터이다. 본 연구에서는 실차 실험을 진행하지 않았기에 적절한 값으로 튜닝을 진행하였고, 예측 범위를 10, 제어 범위를 4로 하여 모델 예측 제어를 설계하였다.

Input : $Y = [y(k_i + 1|k_i) \ y(k_i + 2|k_i) \ \dots \ y(k_i + N_p|k_i)]^T$
 $= [Y_{1|k} \ Y_{2|k} \ \dots \ Y_{N_p|k}]^T$

Future control movement :
 $\Delta U = [u(k_i) \ u(k_i + 1) \ \dots \ u(k_i + N_c - 1)]^T$
 $= [\Delta U_{0|k} \ \Delta U_{1|k} \ \dots \ \Delta U_{N_c - 1|k}]^T$

MPC augmented model : $Y = Fx(k_i) + \Phi_1 \Delta U + \Phi_2$

$$x(k_i) = \begin{bmatrix} \Delta\omega_e(k_i) \\ \Delta\omega_f(k_i) \\ y(k_i) \end{bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} A_m & \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\ C_m A_m & 1 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} B_m \\ C_m B_m \end{bmatrix}$$

$$C = C_m, \quad \Delta E(k) = \begin{bmatrix} \Delta E_m(k) \\ C_m \Delta E_m(k) \end{bmatrix}$$

$$F = \begin{bmatrix} CA \\ CA^2 \\ \vdots \\ CA^{N_p} \end{bmatrix}, \quad \Phi_1 = \begin{bmatrix} CB & 0 & \dots & 0 \\ CAB & CB & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ CA^{N_p-1}B & CA^{N_p-2}B & \dots & CA^{N_p-N_c}B \end{bmatrix}$$

$$\Phi_2 = \begin{bmatrix} CA\Delta E(k_i) \\ CA\Delta E(k_i) + CA\Delta E(k_i + 1) \\ \vdots \\ C \sum_{j=0}^{N_p-1} A^{N_p-1-j} \Delta E(k_i + j) \end{bmatrix} \tag{9}$$

3.3 비용 함수

모델 예측 제어기의 기본적인 비용 함수(Cost function)는 성능 텀(Performance term)과 제어 입력 텀(Control effort term)으로 이루어져 있다.

$$J(x_k, U_k) = \sum_{i=0}^{N_s} ((R_s - Y_{ijk})^T \bar{Q} (R_s - Y_{ijk}) + \Delta U_{ijk}^T \bar{R} \Delta U_{ijk})$$

Target speed : $R_s \rightarrow 0$

(10)

비용 함수 (10) 를 식 (11) 과 같이 정규화하면, 첫 번째 텀은 슬립 과정에서 변속기에서 손실되는 에너지 두 번째 텀은 저크와 비례한 텀으로 나타낼 수 있다.

$$J(x_k, U_k) = \sum_{i=0}^{N_s} ((R_s - Y_{ijk})^T T_{e,ijk}^2 (R_s - Y_{ijk}) + \Delta U_{ijk}^T (a\mu_{asp} R_0)^2 \Delta U_{ijk})$$

which, $T_{e,i|k} = T_{e,\infty|k} + (T_{e,0|k} - T_{e,\infty|k})e^{-\frac{n\omega_{e,0} \#cyl T_s}{4\pi}}$
 $\& R_0$: weight parameter

(11)

해당 시스템에서는 다음과 같은 총 4개의 제약조건으로 구성되었다. 첫 번째 제약조건은 엔진 스톱 현상을 방지하기 위함이다. 두 번째 제약조건은 과도한 입력으로 인한 출력축 저크를 제한하기 위함이다. 세 번째 제약조건은 랑업 클러치 제어 시 터칭 포인트 이후의 선형적으로 제어할 수 있는 구간을 유지하기 위함이다. 네 번째 제약조건은 출력 벡터의 물리적 제약조건으로 부드러운 체결을 가능케 하기 위함이다.

- Constraint 1 : $\omega_e \geq \omega_{e,\min} \approx 800rpm$
- Constraint 2 : $|\dot{T}_s| \leq \alpha$ (α : Proper level of maximum output shaft jerk)
 $\Leftrightarrow |\Delta p| \leq \frac{\alpha T_s}{a\mu_{asp}}$
- Constraint 3 : $\dot{p} \geq \dot{p}_{\min,linear}$
 which keeping control linearly after touching point
- Constraint 4 : $Y = \omega_e - \omega_f \geq 0$

(12)

3.4 센서 필터

모델 예측 제어(Model predictive control)를 활용하기 위해선 제어기에 활용되는 모델의 상태(State)를 관측해야 한다. 본 연구에서는 시뮬레이션의 신뢰도를 높이기 위해 엔진 속도와 터빈 속도 센서에 현실 수준의 백색 소음(White noise)을 추가하였다. 관측기(Observer)를 사용해도 무관하나, 엔진 속도와 터빈 속도는 센서를 통해서 측정할 수 있고 센서의 정확도도 높기에 관측기를 따로 설계하지 않았다. 따라서 저역 통과 필터(Low pass filter)를 이용하여 백색 소음을 제거하였다. 레퍼런스(Reference)를 변경하였을 때 저역 통과 필터로 인한 지연 현상(Lagging effect)을 해결하기 위해 다음과 같이 에러(Slip error)에 따라 차단 주파수를 변화시키는 저역 통과 필터를 도입하였다.

$$LPF \text{ gain} : k' = \max\left(\frac{|R_s - slip|}{a} k_u + \left(1 - \frac{|R_s - slip|}{a}\right) k_l, k_n\right)$$

k_u : upper gain k_l : lower gain a : tuning parameter

$$\text{variable cut off frequency} : \omega_c = \frac{k'}{(1 - k') T_s}$$

(13)

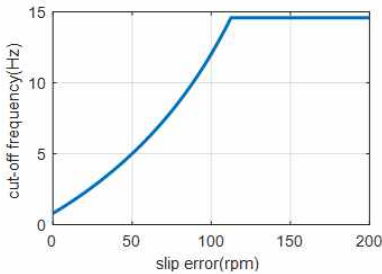


Fig. 3 시뮬레이션 제어에 사용된 저역 통과 필터

3.5 시뮬레이션 결과

아래 그래프 (4) 는 비용 함수의 치중치(Weight parameter)를 변화시키면서 슬립 제어의 성능을 확인한 그래프이다. 해당 치중치를 통해서 체결 성능, 즉 클러치 체결까지의 시간 및 에너지 손실과 운전 편의성(Drive comfort), 즉 출력축 저크의 비율을 전 체적으로 조절할 수 있다. 운전자 특성에 따라 최적의 치중치가 존재할 것이고, 무조건 특정 치중치 값이 더 성능이 좋다고 장담할 수 없다. 해당 시뮬레이션은 엔진 토크가 40 Nm 그리고 6단 기어에서 진행되었다.

아래 그래프 (5) 는 런칭 상황에서 치중치 250으로 설정한 후 제약조건 유무에 따른 제어 결과를 나타낸다. 1단 엔진 토크가 40 Nm 노면 저항이 약 80 Nm으로 설정한 후 제어되었다.

아래 그래프 (6) 은 초기 슬립을 다루게 두고 제약조건 유무에 따른 체결 성능의 비교를 나타낸다. 엔진 토크가 40 Nm 그리고 6단 기어에서 진행되었다.

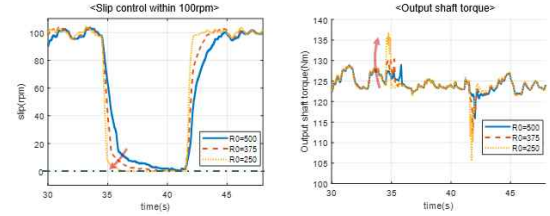


Fig. 4 Weight parameter 변화에 따른 제어 결과

Table 1 Weight parameter 변화에 따른 제어 결과

Weight parameter	$R_0 = 250$	$R_0 = 375$	$R_0 = 500$
Engagement time(s)	2.16	4.36	>7
$ T _{\max}$ (Nm/s)	142.5	48.18	30.00
Energy loss in transmission(J)	129.25	261.9	446.58

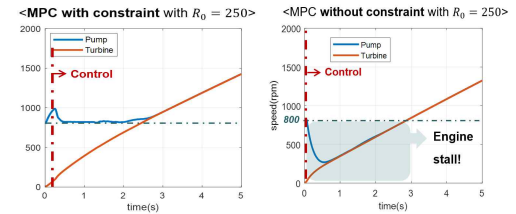


Fig. 5 런칭에서의 제약조건 유무에 따른 제어 결과

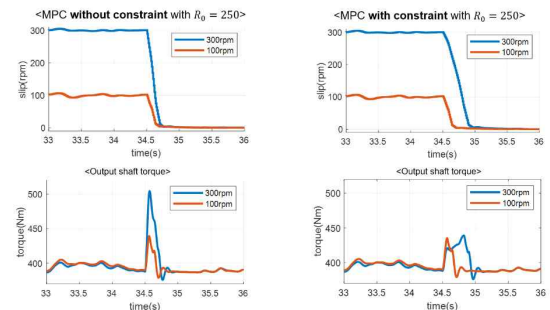


Fig. 6 초기 슬립 300rpm, 100rpm에서의 제약조건 유무에 따른 제어 결과

Table 2 초기 슬립 300rpm, 100rpm에서의 제약조건 유무에 따른 제어 결과

Initial slip(rpm)	100		300	
	x	o	x	o
Engagement time(s)	1.03	1.27	1.27	1.37
$ \dot{T} _{\max}$ (Nm/s)	795.48	682.12	1660	460.26
Energy loss in transmission(J)	142.33	153.84	496.44	1020

4. 결론

본 장에서는 토크 컨버터, 습식 클러치, 엔진, 노면 저항 모델을 사용하여 제어에 활용할 간략화 된 자동 변속기 드라이브 라인 모델을 완성했다. 자동변속기 운전 특성과 드라이브 라인의 다이내믹스를 분석하여 적절한 최적 제어를 제안하였다. 랙업 클러치의 적극적으로 사용하는 최근의 트렌드에 맞게끔 모델 예측 제어를 설계하고 이를 적용하였다. 이때 생길 수 있는 문제는 엔진 스톨과 과도한 입력으로 인한 출력축 저크가 대표적이다. 해당 문제들을 모델 예측 제어의 제약조건을 통해서 해결하였다.

후 기

이 연구는 2021년도 산업통상자원부 및 산업기술평가관리원(KEIT) 연구비 지원에 의한 연구임(‘20010263); 이 연구는 한국 정부(MSIP)가 지원하는 한국 연구 재단(NRF) 연구비 지원에 의한 연구임(No. 2020R1A2B5B0100153112); 이 연구는 산업기술혁신사업 캐빈교체형 자율셔틀 공용새시플랫폼 기술 개발 연구비 지원에 의한 연구임(No. 20014983)

References

- 1) F. Jauch, “Model-based application of a slip-controlled converter lock-up clutch in automatic cartransmissions,”SAE Technical Paper, Tech. Rep., 1999.
- 2) K. Kono, H. Itoh, S. Nakamura, K. Yoshizawa, and M. Osawa, “Torque converter clutch slip controlsystem,” SAE transactions, pp. 1354 - 1364, 1995.
- 3) A. J. Kotwicki, “Dynamic models for torque converter equipped vehicles,” SAE Transactions, pp.1595 - 1609, 1982.
- 4) B. Pohl, “Transient torque converter performance, testing, simulation and reverse engineering,” SAE transactions, pp. 201 - 216, 2003.
- 5) J. Deur, J. Petric, J. Asgari, and D. Hrovat, “Modeling of wet clutch engagement including athorough experimental validation,” SAE transactions, pp. 1013 - 1028, 2005
- 6) J. K`uhlwein, “Driving resistances of light-duty vehicles in europe: present situation, trends, and scenarios for 2025,” communications, vol. 49, no. 30, pp. 847 129-102, 2016.