

퍼지 로직 알고리즘을 이용한 차량 구동력 제어

Vehicle Traction Control Using Fuzzy Logic Algorithm

°박성훈*, 권동수**

*한국과학기술원 자동화및설계공학과(Tel: (02)958-3457; E-mail: parksh@robot.kaist.ac.kr)

**한국과학기술원 자동화및설계공학과(Tel: (02)958-3417; E-mail: kwon@automation.kaist.ac.kr)

Abstracts The dynamics of the vehicle system has highly nonlinear components such as an engine, a torque converter and variable road condition. This thesis proposes a Fuzzy Logic Algorithm that shows better control performance than Antiwindup PI in the highly nonlinear vehicle system. Traction Control System(TCS), which adjusts throttle valve opening by Fuzzy Logic Algorithm improves vehicle drivability, steerability and stability when vehicle is starting and cornering. When a throttle valve is opened at large degree, Fuzzy Logic Algorithm shows better performances like a small settling time and a small oscillation than Antiwindup PI in simulation. The decreased desired slip ratio improves steerability in the simulation when a vehicle is cornering. The Fuzzy Logic Algorithm has been tested by a 1/5-scale vehicle for tracking the constant desired velocity.

Keywords Fuzzy Logic, Traction Control, Slip ratio, Time delay, Vehicle

1. 서론

구동력 제어 장치란 종래에는 운전자가 가속 페달의 조작을 통해서 엔진 트로틀 밸브 개도를 조절함으로써 구동륜의 속도(대부분의 경우에는 차량의 속도)를 조절하던 것을 운전자의 조작이 아닌 장착된 시스템에 의해서 자동으로 수행되는 것을 말한다.^{[1][2]}

구동력 제어 장치는 1983년 Volvo사가 엔진의 연료 분사 장치를 전자 제어하는 ETS(Electronic Traction System)을 처음으로 개발하였고^[3] 1986년에는 기존의 ABS(Antilock Brake System)인 TEVES Mark II를 그대로 사용하여서, 차동 기어 장치의 Locking ratio를 조정하여 선회시나 양 쪽 차륜이 현저히 다른 노면 상태에 존재할 때 조종성과 안정성을 향상시킨 시스템이 발표되었다.^[4] 최근에는 미쓰비시(Mitsubishi)사가 조향각도와 차량 속도 및 변속기의 변속 신호를 귀환하여 트로틀 밸브 개도를 조정하는 엔진 제어를 수행했다.^{[1][15]}

이러한 구동력 제어 장치는 엔진 토크 제어 방식 및 브레이크 제어 방식으로 크게 분류할 수 있는데 현재 실용화되어 있는 구동력 제어 장치는 이 중 한 가지만을 구현하거나 또는 두 가지를 동시에 구현하고 있고 지금까지 연구된 구동력 제어 장치는 대부분이 차륜의 속도, 즉 슬립을 기준한 PI 제어 알고리즘만을 적용하였기 때문에 눈길, 빗길, 빙판길과 같은 다양하게 변화하는 노면조건에 따라 더 나은 성능을 발휘할 수 있고 많은 비선형 요소를 가지는 차량의 엔진과 토크 컨버터의 해석상의 문제점과 정확히 알려지지 않은 모델링의 문제점을 극복하면서 우수한 제어 성능을 가져오는 또 다른 제어 알고리즘에 관한 연구가 필요하다.

따라서 시뮬레이션과 간략화된 보조 실험을 통해서 구동력 제어 장치의 PI 제어 알고리즘을 사용하여 트로틀 밸브 개도를 조정하는 엔진 제어보다 직진 가속 성능과 안정성 유지, 선회시 조종성 향상을 가져오는 구동력 제어 장치의 엔진 제어 알고리즘을 퍼지 로직을 사용함으로써, 노면 조건이 바뀔 때 따라 변화되어야 할 필요가 있는 귀환 이득을 최적 값으로 조정되는 효과를 주도도록 하고, 엔진의 시간 지연과 정확히 알려져 있지 않은 모델링에서도 우수한 제어 성능을 발휘할 수 있도록 하였다.

2. 엔진 제어의 기본 원리

마찰 계수가 작은 미끄러운 노면에서는 엔진에서 발생한

구동 토크가 아무리 커지더라도 구동력은 무한히 증가할 수가 없고 노면의 마찰 계수는 동일한 노면 조건이라도 항상 일정한 것이 아니고 Fig.1에서 보여지는 것처럼 슬립율($\lambda = \frac{v_w - v_v}{v_w}$)의 함수로 주어진다. 따라서 구동력 계수가

최대로 되고 차량의 조종성을 유지시키는 횡력이 최대가 되도록 슬립율을 유지시키는 방향으로 차량을 운전하여야만 최대가 되는 구동력을 얻을 수 있다. 여기서 λ 는 슬립율, v_w 는 구동륜의 속도, v_v 는 차량의 속도(즉, 비구동륜의 속도)를 각각 나타낸다.

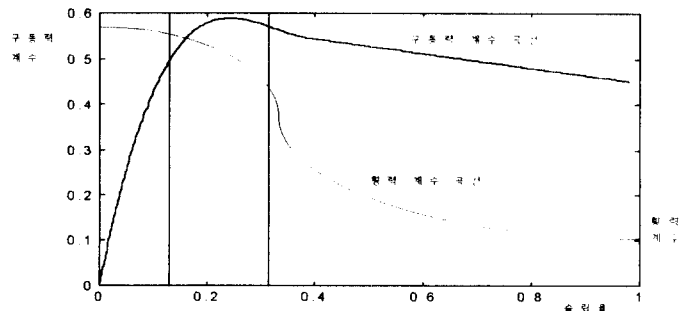


Fig.1 슬립율과 구동력 계수와 횡력 계수와의 관계.

3. 시스템의 모델링

3.1 엔진의 모델링

엔진은 대우자동차 에스페로 1500cc DOHC 엔진의 실험 데이터를 사용하여서 전달 지연을 가지는 일차 시스템으로 보아서, $\frac{T_e(s)}{\theta(s)} = \frac{K}{1 + \tau s} e^{-\tau_d s}$ 와 같이 모델링 하였다^[1]. (T_e 는 엔진의 출력 토크, $\theta(s)$ 는 트로틀 밸브 개도, K는 정적이득, τ 는 시스템의 시상수, τ_d 는 엔진의 시간 지연)

3.2 임펄스와 터빈의 성능 곡선

토크 컨버터는 토크 컨버터의 회전 요소들의 크기, 날개의 형상, 작동 유체에 따라 동적인 모델링을 해야 하지만, 토크 컨버터내의 삼차원 유동에 대해서 정확하게 알려져서

있지 않고, 정상적인 경우에는 실험 데이터를 사용하는 것이 더욱 실차와 일치하기 때문에 실험 데이터를 Curve fitting 한 성능 곡선을 사용하였다.^[6]

Converter Mode

$$\frac{T_i}{(\omega_i/100)^2} = 0.017804 + 0.008062 \left(\frac{\omega_i}{\omega_i}\right) - 0.015821 \left(\frac{\omega_i}{\omega_i}\right)^2$$

$$\frac{T_i}{(\omega_i/100)^2} = 0.046707 - 0.037578 \left(\frac{\omega_i}{\omega_i}\right) - 0.003629 \left(\frac{\omega_i}{\omega_i}\right)^2$$

Coupling Mode

$$\frac{T_i}{(\omega_i/100)^2} = \frac{T_i}{(\omega_i/100)^2} = -0.047136 + 0.196087 \left(\frac{\omega_i}{\omega_i}\right) - 0.148906 \left(\frac{\omega_i}{\omega_i}\right)^2$$

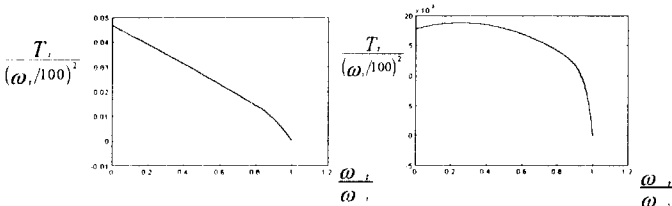


Fig.2 터어빈과 임펠러의 성능 곡선

3.2 차량의 동역학 방정식

엔진과 임펠러와 선기어의 관계	$I_c \dot{\omega}_c = T_c - T_i - T_r$
터어빈과 링기어 사이의 관계	$I_t \dot{\omega}_t = T_i - T_r$
유성기어 사이의 관계	$T_c + T_r = T_i \quad \dot{\omega}_c = R_c \dot{\omega}_t + R_r \dot{\omega}_r$
캐리어와 Outputshaft 사이의 관계	$I_c \dot{\omega}_c = T_c - T_o$
Outputshaft와 구동축 사이의 관계	$T_o = \gamma T_s \quad \omega_o = \frac{\omega_s}{\gamma}$
구동축과 주행 저항 사이의 관계	$I_o \dot{\omega}_o = T_o - T_L$
주행 저항 ($F_L = F_r + F_a + F_g$)	$\mu_s A_{srm} v_s^2 + \mu M g \cos(\alpha) + M g \sin(\alpha)$

위에서 구한 기본 운동 방정식을 바탕으로 경사각 인 노면을 오를 때 차량 전체에 가해지는 힘과 저항을 수식으로 표현하면 아래와 같다

$$M \frac{dv_v}{dt} = F_v$$

$$F_v = \mu M g \cos(\alpha)$$

$$I_o \frac{d\omega_o}{dt} = T_o - T_{rg} - \mu M g \cos(\alpha) r_o = T_o - T_L$$

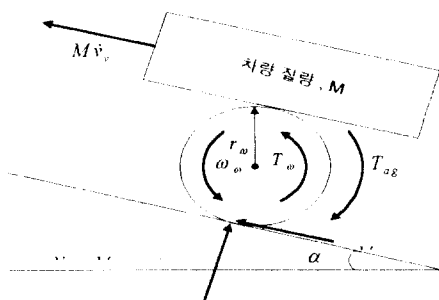


Fig.3 경사각 α 인 노면을 주행하는 차량에 작용하는 힘.

4 PI와 퍼지 로직 제어 알고리즘을 사용한 구동력 제어

4.1 제어 알고리즘

PI 알고리즘을 사용했을 때는 Antiwindup 기법을 사용하였고 퍼지 로직 알고리즘의 입출력값인 편차의 소속함수와 편차 적분의 소속함수는 일정한 이득값을 주는 기존의 PI 알고리즘을 사용한 시뮬레이션에서 각각 -10에서 +10 정도, -80에서 +80 정도가 생기는 것을 사용했고 트로틀 밸브 개도는 -90%에서 +90%정도까지 열리도록 하였다.

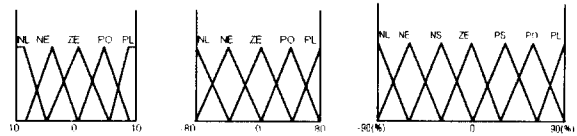


Fig.4 편차, 편차의 적분, 트로틀 밸브의 소속 함수

전체 제어 규칙은 아래 표와 같고 추론 방법은 Mamdani의 추론 방법, 비퍼지화 방법은 무게 중심법을 사용했다.

E/s	E	NL	NE	ZE	PO	PL
NL	NL	NL	NE	NS	NS	ZE
NE	NL	NE	NS	ZE	PS	PS
ZE	NL	NE	ZE	PS	PO	PO
PO	NL	NS	PS	PO	PL	PL
PL	NE	NS	PO	PL	PL	PL

표.1 Rule base of throttle valve opening.

이득값이 일정한 기울기를 가지는 선형적인 관계에 있는 PI 알고리즘과는 달리 편차의 크기와 편차 적분의 크기에 따라서 상황마다 매순간 이득값의 크기가 아래 Fig.5에서처럼 달라진다.

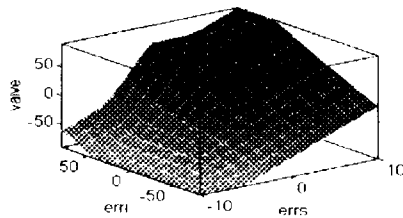


Fig.5 제어 규칙에 따른 입력과 출력과의 관계

4.2 시뮬레이션

왼 쪽 차륜은 비에 젖은 비포장 도로 정도에 해당하는 구동력 계수를 가지고 오른 쪽 차륜은 빙판길 정도에 해당하는 구동력 계수를 가지는 노면 조건에 있을 때 트로틀 밸브가 출발 후 약 4 초 쯤에서 45%에서 90%정도로 초기에 과도하게 열리도록 하고 이 때, 퍼지 로직에 의해서 트로틀 밸브 개도를 조정하여 구동력 제어를 수행하였을 때의 미끄러운 빙판길위에 있던 오른 쪽 차륜의 속도인 Fig.9는 PI에 의해서 트로틀 밸브 개도를 조정하여 구동력 제어를 수행하였을 때의 오른 쪽 차륜의 속도인 Fig.6보다 엔진의 시간 지연에 의한 오실레이션이 감소됨을 볼 수 있고 Fig.8에서 보이는 것 처럼 퍼지 로직을 사용하는 PI를 사용한 Fig.7보다 초기에 트로틀 밸브의 완만한 개도에 의한 구동력의 완만한 증가로 미끄러운 빙판길에 놓여 있는 오른 쪽 차륜의 초기 빠른 공회전을 방지하여서 차륜의 속도가 제어 목표에 훨씬 빨리 추종함을 볼 수 있다.

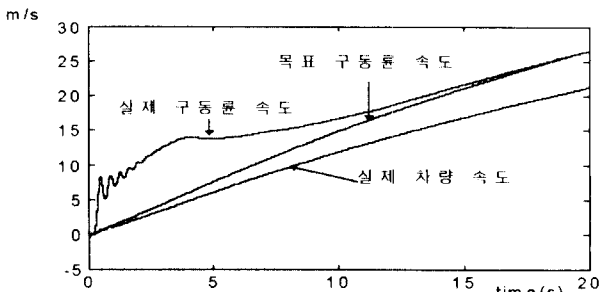


Fig.6 PI 알고리즘 사용시 오른 쪽 차륜의 속도

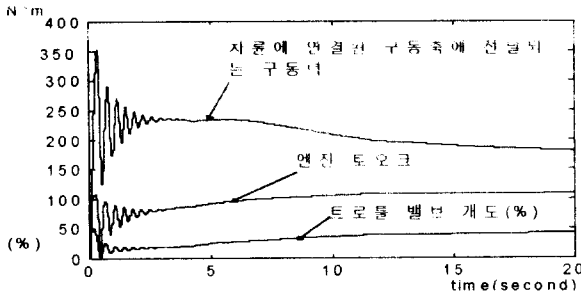


Fig.7 PI 사용시 차륜과 엔진에 전해지는 토오크

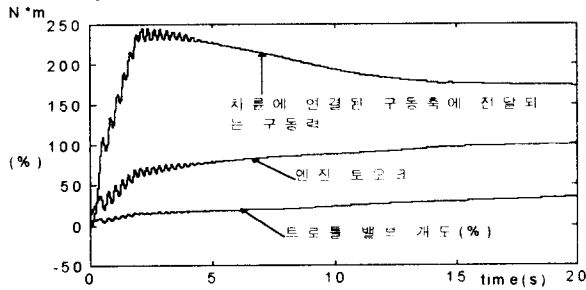


Fig.8 퍼지 로직 사용시 차륜과 엔진에 전해지는 토오크

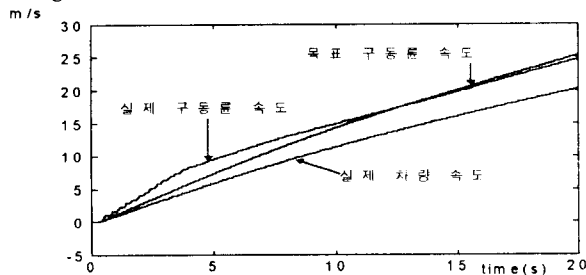


Fig.9 퍼지 로직 알고리즘 사용시 오른쪽 차륜의 속도

5 선회시 퍼지 로직을 사용한 목표 슬립율 변화

5.1 제어 알고리즘

차량이 선회할 때에는 선회반지름 r , 주행 속도 V 및 차량 중량 W 로 결정되는 원심력 $F = \frac{WV^2}{rg}$ 가 아래 Fig.10에서와

같이 작용한다. 차량이 선회 상태를 유지하기 위해서는 그 원심력에 대등한 반력이 작용해야 하고, 이 반력은 타이어와 지면과의 접촉면에 발생한다. 곡선 운동을 하는 자동차에는 반드시 원심력이 작용하므로 곡선운동을 계속하기 위해서는 원심력과 평형이 되는 구심력이 꼭 필요하나, 자동차에는 이 구심력이 도로에 옆경사가 있는 경우외에는 대부분 횡슬림에 의한다. 타이어의 횡슬림은 타이어의 중심면과 차륜의 진행방향이 회전 운동 방향과 일치되지 않아서 발생하고, 차가 선회할 때 원심력에 의해 차체와 차륜이 바깥쪽으로 밀리지만 타이어는 노면과의 마찰로 그 접촉면이 움직이지 않는다. 만약 위와 같이 타이어가 노면과의 마찰로 움직이지 않는다면 원심력과 평형을 이루는 횡력이 발생하고 있다는 것을 의미한다. 하지만 횡력은 차량의 속도가 높아져서 횡슬림각이 커지면, 더이상 증가하지 않는 한계점이 생기는데, 이 한계점이 바로 선회성능의 한계를 결정하게 된다. 특히 미끄러운 노면에서는 횡슬림각이 커지게 되고 횡력의 한계를 쉽게 경험하게 된다. 이 때 차량은 더이상 일정한 반경을 유지하지 않고 선회하고 있음을 의미하며, 조종성을 잃게 되어 궤도를 이탈하게 된다. 따라서 일정한 반경을 그리면서 선회하기 위해서는 차속을 줄여야만 하고, 차속을 줄이면 횡슬림각의 감소로 인해서 다시 원심력에 일치하는 횡력이 발생하여

조종성과 안정성을 얻을 수 있다. 횡력은 $K_{uc} = \frac{W_f}{C_{\alpha}} - \frac{W_r}{C_{\sigma}}$

같이 정의되는 언더스티어 계수(Understeer coefficient)와 $C_{\sigma} = \frac{a_y/g}{\delta_y \xi_s} = \frac{L^2}{(gL + K_{uc} L^2) \xi_s}$ 와 같이 정의되는 횡가속도 계수

를 이용하여서 구했다. 여기서, W_f 는 앞 차륜에 가해지는 무게를 나타내고, W_r 은 뒤 차륜에 가해지는 무게를 나타낸다. 또 C_{α} 는 앞 차륜의 Cornering stiffness 이고, C_{σ} 은 뒤 차륜의 Cornering stiffness 이고 ξ_s 는 조향 기어비, a_y 는 횡가속도, δ_y 는 조향각, L 은 Wheel Base, g 는 중력 가속도, V 는 차량의 속도이다. 따라서, 원심력이 횡력보다 아주 커지게 되면, 즉 입력값이 500이 되면, 최대 0.03까지 목표 슬립율을 감소시켜서 차속을 줄임으로써 차량의 안정성을 얻도록 하였고, 반대로 횡력이 원심력보다 커지게 되면, 즉 입력값이 -500까지 감소하게 되면 목표 슬립율을 0.25까지 증가시켜 가속시키고 추론 단계는 역시 Mamdani의 추론 방법을 사용했고, 비퍼지화는 역시 무게 중심법을 사용했다.

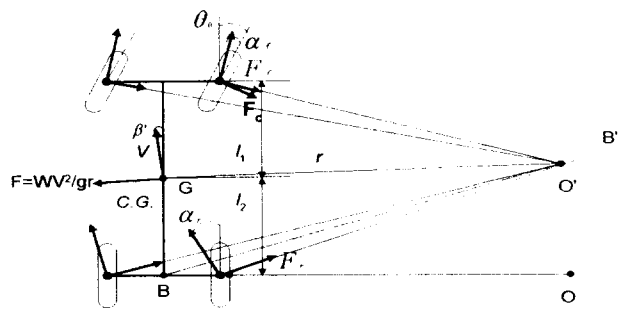


Fig.10 선회시 차량에 작용하는 힘

5.2 시뮬레이션

위에서와 같은 노면 조건에서 90도 커브진 길을 Fig.11과 같은 조향각으로 선회할 때 Fig.12과 Fig.13에 보여지는 것처럼 조향각이 증가했다 감소하는 만큼, 즉 조향각의 변화만큼 차륜에 연결된 구동축에 전달되는 구동력과 트로틀 밸브와 엔진 토오크가 감소했다 증가하고 목표 구동륜 속도 역시 감소했다 증가하여서 차량 속도가 변화함을 알 수 있고, 이는 곧 차량의 조종성 향상과 안정성을 유지와 직결된다.

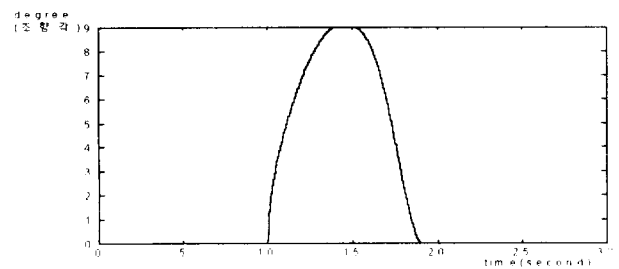


Fig.11 90도 커브진 길을 선회시 조향각

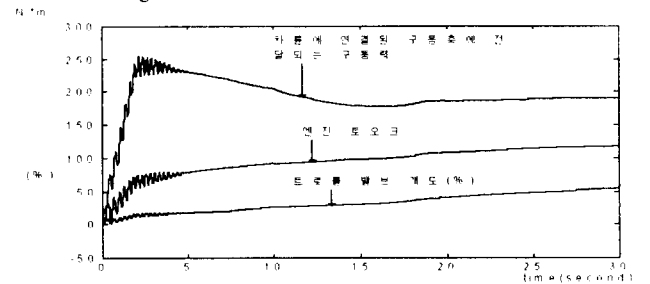


Fig.12 선회시 차륜에 전해지는 구동력과 엔진 토오크

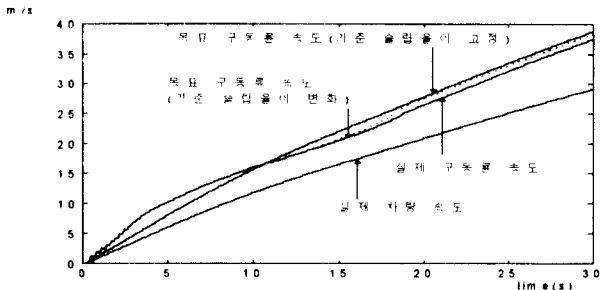


Fig.13 조향시 목표 슬립율을 변화시킨 오른쪽 차륜의 속도

6 1/5-scale 차를 사용한 실험 계획

현재까지 진행된 실험 장치는 Fig.14에서 보여지는 것처럼 트로틀 밸브 개도를 조절하는 모터를 구동시키는 트로틀 밸브 개도 조절 모터 드라이버, 그리고 트로틀 밸브 개도를 조절하는 모터 구동 드라이버에 들어가는 PWM 신호를 발생시키는 인터페이스 카드와, 제어를 수행하는 PC로 구성하였고, 앞으로 10도 경사진 노면을 만들어 시뮬레이션에서의 조건을 사용하여 실험할 계획이다.

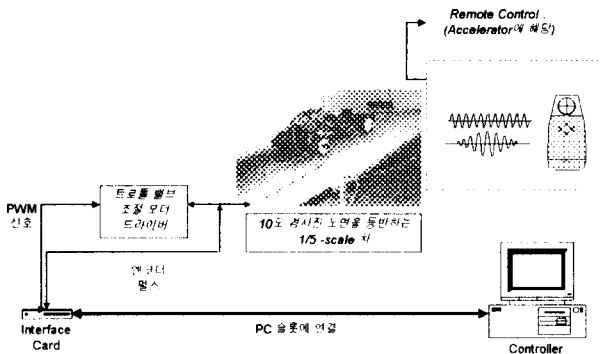


Fig.14 실험 장치의 구성

7 결론

눈 길, 빗길, 평판길과 같은 다양하게 변화하는 노면 조건에서도 항상 최적의 PI 이득값을 줄 수 있고 특히 시스템에 시간 지연과 같은 비선형성이 있을 때 강인한 제어 알고리즘인 퍼지 로직 제어 알고리즘을 사용하여 일정한 이득값을 주는 PI 알고리즘보다 엔진의 시간 지연에 의한 oscillation의 양을 줄이고 정상 상태로의 도달 시간을 줄일 수 있었고, 특히 미끄러운 노면에서 초기에 트로틀 밸브가 많이 열리면 차량이 출발할 때 PI 알고리즘에서 발생하는 과도한 구동력의 증가로 인한 차량의 빠른 공회전을 퍼지 로직 알고리즘은 구동력을 완만하게 증가시켜서 줄일 수 있었다.

또 선회시에 퍼지 로직 알고리즘을 사용하여서 목표 슬립율을 변화시킨 결과 차량의 조종성과 안정성을 확보할 수 있었다

참고문헌

[1] Kiichi Yamada, Masayuki Hashiguchi and Masayohi Ito, "Traction Control System-simulation analysis of the control system", Int. J. of Vehicle Design, vol.12, no.1, pp. 89-96, 1991
 [2] G P R Farr, "A Simple Traction Control", IMechE C371, 1988
 [3] Sunho Hwang, "A Research on the Control Algorithm for a Vehicle Traction Control Systems"
 [4] Hans-W. Bleckmann, Helmut Fennel, Johannes Graber, and Wolfram W., "Traction Control System with Teves ABS Mark II", SAE Paper No.860506, 1986
 [5] Yoshiaki Danno, Kazuhide Togai, Toyooki Tukui, and Makoto Shimada "Powertrain Control by DBW System-Strategy and

Modelling", SAE Paper No.890760, 1986

[6] 김인찬, 서진원, 최 권, 이승중, "동력전달시스템 기초설계용 Software 개발에 관한 연구", 한국자동차공학회 추계학술대회, 1995
 [7] 장종호, 송재복, "트로틀 조절 방식에 의한 차량의 직진 슬립 제어 시뮬레이션", 한국자동차공학회 추계학술대회, 1995
 [8] Wong, J. Y., "Theory of Ground Vehicles", John Wiley & Sons
 [9] 송 경순, 유 중돈, "무단 변속기 장착 차량의 동력 성능에 관한 연구", 공학석사논문, 한국과학기술원, 1994