

# 조향제어를 위한 가상고정축 설정 방법

## Setting method of virtual rigid axles for steering control

문경호\*

목재균\*\*

장세기\*\*

이수호\*\*\*

박태원\*\*\*\*

Moon, Kyeong-Ho

Mok, Jai-Kyun

Chang, Seky

Lee, Soo-Ho

Park, Tae-Won

### ABSTRACT

Steering systems are classified as FWS(front-wheel steering), RWS(rear-wheel steering) and AWS(all-wheel steering) according to steering position. AWS is effective to reduce turning radius and platform length because all wheels are steered. Although various rear wheel control logics for AWS were developed, these are applied to four wheel steering cars. Therefore new control logics must be developed to apply articulated vehicles. In the present study, it is suggested how to control the real wheels based on the virtual rigid axles and also how to set it to minimize the turning radius.

### 1. 서 론

차량을 조향하는 조향 방식을 구분하면, 앞 차륜 조향(front-wheel steering), 후 차륜 조향(rear-wheel steering), 전체 차륜 조향(all-wheel steering)으로 나눌 수 있다. 보통 자동차는 앞 차륜 조향방식을 채택하여 전륜만 조향되며 후륜은 고정된 상태로 곡선을 선회한다. 그러나 고급승용차 및 일부 특수한 목적을 가지는 차량에 대하여 전륜과 후륜이 모두 조향되는 시스템을 적용하고 있는데 고급 승용차의 경우는 승차감에 중점을 두어서 전체 차륜 조향방식을 적용하고 굴절차량과 같이 2량 이상 편성된 차량은 원활하게 곡선을 주행하기 위해서 회전반경을 줄이는 목적으로 전 차륜 조향 방식을 적용한다. 전체 차륜 조향을 위하여 후륜을 제어하는 방식으로 전륜조향각 비례 방식, 조향력 피드백 방식, 요각속도 피드백 방식, 옆미끄럼각 제로 제어 방식 등이 있다. 이러한 제어방식은 승용차와 같은 4륜차를 제어하는 방식으로 굴절장치가 있는 굴절차량과 같이 2량 이상 편성된 차량에 대해서는 다른 제어방법을 도입해야 한다.

본 연구에서 도입된 방법은 가상고정축을 이용한 방법으로 전륜만 조향될 때 후륜이 고정되는 고정축 역할을 하는 것에 착안하여 움직이지 않는 가상의 축을 설정하고 이를 기준으로 제어하는 방법을 제시한 것이다. 이러한 가상 고정축에 의한 방법은 전륜조향각 비례방식과 유사하다고 볼 수 있지만 본 방법은 다축차량으로 확장이 가능하고 차량의 기하학적 구조에 맞게 설정되어 구조적 결함을 사전에 제거가 가능하며 도로의 여건 및 차량 안전기준에 따라 가상고정축을 손쉽게 변경하여 적용할 수 있는 장점이 있다. 본 연구에서 이러한 가상고정축에 대한 방법을 소개하고 최적의 회전반경으로 선회하기 위하여 가상고정축을 어떻게 설정해야 하는지에 대한 방법을 제시하였다.

\* 한국철도기술연구원, 도시교통기술개발센터, 정회원

E-mail : khmoon@krri.re.kr

TEL : (031)460-5211 FAX : (031)460-5649

\*\* 한국철도기술연구원, 도시교통기술개발센터

\*\*\* 아주대학교, 기계공학과 대학원

\*\*\*\* 아주대학교, 기계공학부

## 2. 후륜 조향각 제어 방법

### 2.1 기본적인 후륜 조향각 제어 방법

후륜 조향각을 제어하는 방법은 여러 가지가 있으나 그 중에서 가장 많이 사용하고 있는 기본적인 방식으로 전륜 조향각 비례 방식( $\delta_r = k\delta_f$ ), 전륜 조향력 피드백 방식( $\delta_r = kF_{yf}$ ), yaw 각속도 피드백 방식( $\delta_r = k\dot{\psi}$ )이 사용된다. 전륜 조향각 비례 방식은 후륜을 전륜에 비례하게 조향하는 방식으로 안정성 지수, 감쇠비, 고유각진동수 등이 전륜만 조향할 때와 같기 때문에 차량의 고유의 안정성은 변하지 않는다. 전륜 조향력 피드백 방식은 전륜의 조향력을 입력으로 하여 후륜을 조향하는 방식으로 전륜의 조향력과 비례하여 조향된다고 볼 수 있으며 안정성 지수의 증가로 인한 고유진동수가 증가하여 차량의 안정성이 향상되고 요잉이 빠르게 적응하는 속응성이 높다. 전륜 조향각 비례 방식과 전륜 조향력 피드백 방식은 언더스티어 특성을 가지는 경우가 많고 후륜 조향시 적절한 1차 시간 지연 특성을 추가함으로서 요 응답성을 개선할 수 있다. yaw 각속도 피드백 방식은 차량 운동의 상태량인 요 각속도에 비례시켜서 후륜을 조향하는 방식으로 안정성 지수, 고유각 진동수 모두 증대하고, 차량 고유의 안정성, 요잉 속응성도 증대한다. 전륜 조향력 피드백 방식과 요 각속도 피드백 모두 차량 운동의 상태량인 요 각속도가 후륜 조향에 반영되고 있으므로 횡풍, 노면이 요철 등에 의해서 차량의 운동에 외란이 발생할 때 운전자가 핸들을 조작하지 않아도 차량이 안정하도록 후륜이 조향되는 장점이 있다.

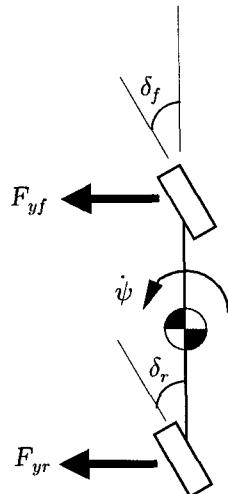


그림 1 선회력과 조향각도

### 2.2 가상고정축에 의한 후륜 조향각 제어 방법

후륜 조향각을 제어하는 목적은 회전반경을 줄이고 차량의 안정성을 높이기 위함이다. 승용차의 경우, 후륜의 조향각을 크게 하면 트렁크의 공간이 줄어드는 단점으로 인하여 후륜의 조향각을 가능한 범위에서 작게 한 후 승차감에 중점을 두어서 전체 차륜 조향방식을 적용하고 있다. 그러나 굴절차량과 같이 2량 이상 편성된 차량은 회전반경을 줄여 원활하게 곡선을 주행하는 것을 목적이므로 후륜의 조향각을 크게 하여 전 차륜 조향 방식을 적용한다. 전륜 조향각 비례 방식, 조향력 피드백 방식, 요각속도 피드백 방식 등은 승용차와 같은 4륜차를 제어하는 방식이며 굴절장치를 보유한 굴절차량과 같이 2량 이상 편성된 차량에 대해서는 적용하기가 어렵기 때문에 다른 제어방법을 도입해야 한다.

가상고정축에 의한 후륜 조향각 제어 방법은 굴절차량을 제어하기 위해 도입된 방법으로 전륜조향시 고정축을 지나는 한점에서 회전중심이 일치하는 것에 착안하여 움직이지 않는 가상고정축을 설정하고 가상 고정축을 지나는 한점에서 회전중심이 일치하도록 제어하는 것이다. 단순히 4륜만 조향될 경우, 기존 알고리즘과 비교하면, 고안된 알고리즘을 이용한 식(2)는 기존 전륜 조향각 비례 방식을 이용한 식(1)과 비슷하지만 고안된 알고리즘은 차량의 기하학적 구조에 근간을 둔 것이며 제어변수가 많아지는

굴절차량과 같은 연결차량으로 확장할 수 있는 장점이 있다.

$$\delta_r = k\delta_f \quad (1)$$

$$\tan\delta_r = \frac{l-P}{P} \tan\delta_f \quad (2)$$

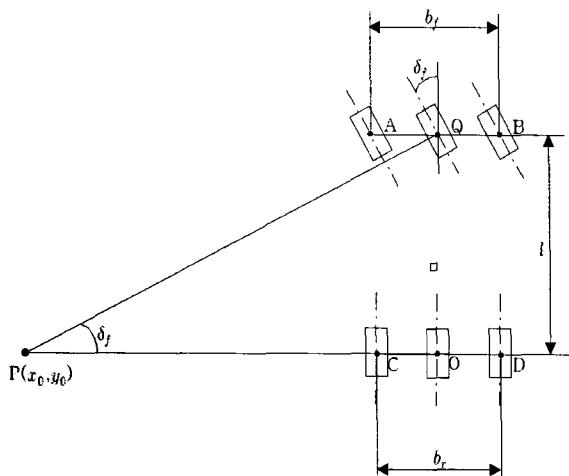


그림 2 승용차의 전륜조향

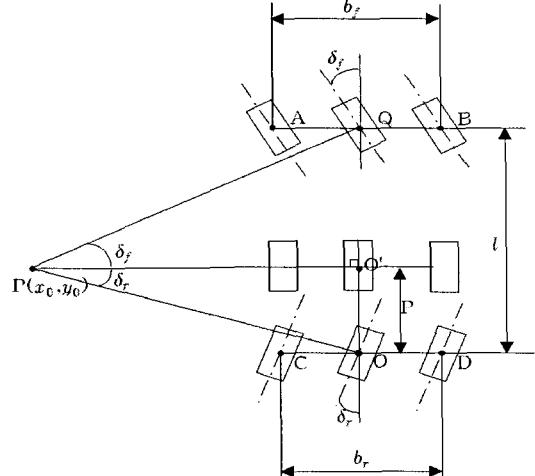


그림 3 승용차의 4륜 조향

### 3. 기하배치에 의한 최대 가상고정축 설정 방법

#### 3.1 고정축에 의한 1축의 조향각도

자동차의 경우 1축이 최대로 조향할 수 있는 조향각도는 1축 조향장치의 기하배치가 허용하는 한계범위로서 최대조향각도가 결정되지만 굴절차량은 이외에도 굴절장치의 최대굴절각도가 1축의 조향각도를 제한하기 때문에 변수가 1개 더 추가되어 결정된다. 2축과 3축이 조향되지 않을 때 굴절각도에 의하여 전륜이 최대로 조향할 수 있는 각도가 제한되므로 먼저 굴절각을 최대로 하고 이 때 전륜의 최대조향각도를 구해야 한다. 전륜 좌측과 우측의 조향각이 다르기 때문에 중심축을 기준으로 하는 3륜 자전거 모델을 이용하는 것이 굴절각도에 따른 전륜의 최대조향각도를 계산하기에 편리하다.

그림 4와 같이 2축의 중심을 원점으로 했을 때 최대조향각도( $\delta_1$ )를 구하기 위해서는 P점의 위치를 알아야 하며  $y_0$ 는 0이므로  $x_0(R_2)$ 의 위치만 구하면 된다. 그림 5의 모델로부터 다음의 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\overline{OW_2} = \overline{OW_{23}} + \overline{W_2W_2} = L_2 \cdot \sin\alpha + (L_1 + L_2 \cdot \cos\alpha) / \tan\alpha \quad (3)$$

$$\delta_1 = f_1(\alpha) = \tan^{-1}\left(\frac{l}{\overline{OW_2}}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{l}{L_2 \cdot \sin\alpha + \frac{(L_1 + L_2 \cdot \cos\alpha)}{\tan\alpha}}\right) \quad (4)$$

여기서 구한  $\delta_1$ 이 1축 조향장치가 1축의 배치 구조상 최대로 조향할 수 있는 각도( $\delta_{1_{max}}$ ) 범위 내에 있는지 확인해야 하며 만약  $\delta_1 > \delta_{1_{max}}$ 이면 1축의 최대조향각도( $\delta_{1_{max}}$ )를 기준으로 실제 운행시 최대굴절각( $\alpha$ )을 다시 정해야 한다. 그러므로 전륜의 최대조향각도로부터 허용 가능한 굴절각은 그림 5의 모델로부터 식(5)와 같아 나타낼 수 있다.

$$\alpha = f_2(\delta_1) = \cos^{-1} \left( \frac{-L_1 \times L_2 + \sqrt{(L_1 \times L_2)^2 - (L_1^2 + (\frac{l}{\tan \delta_1})^2) \times (L_2^2 - (\frac{l}{\tan \delta_1})^2)}}{L_1^2 + (\frac{l}{\tan \delta_1})^2} \right) \quad (5)$$

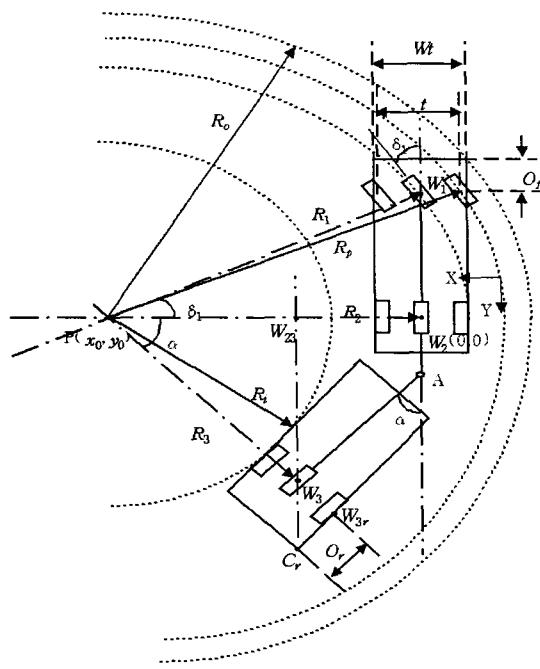


그림 4 굴절차량의 전륜 조향

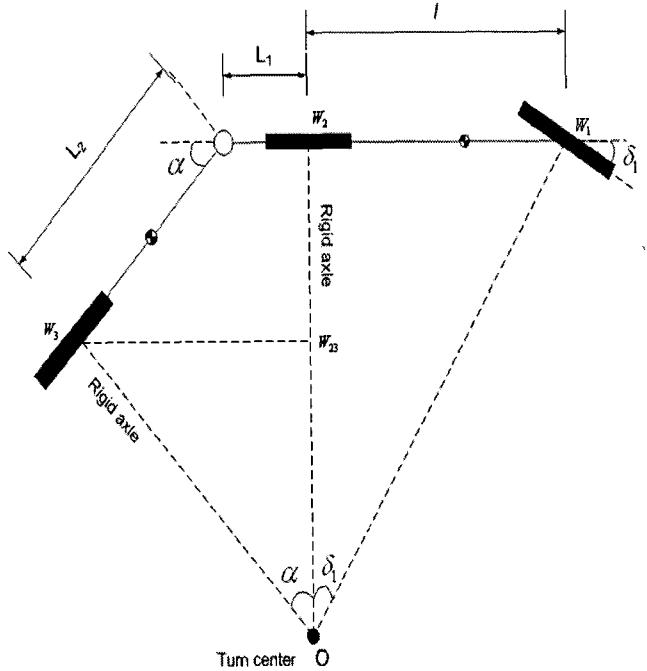


그림 5 전륜 조향 자전거 모델

### 3.2 2축, 3축의 가상고정축

굴절차량이 곡선구간을 원활하게 선회하기 위해서는 회전중심이 일치해야 한다. 후륜이 조향되지 않는 경우, 고정축은 변하지 않아야 하므로 완만한 곡선을 통과할 때는 1축의 조향각이 작은 각도로 조향된다. 이 때 회전중심점은 그림 4에서 P와  $W_2$ 을 잇는 선의 연장선 바깥쪽에 놓여있어야 하며 3축의 경우도 회전중심을 맞추기 위해서는 굴절각도( $\alpha$ )가 작아지게 된다. 그림 4에서 전륜만 조향될 때, 2축 및 3축의 고정축이 P점에서 만나는 것과 같이 그림 6을 보면 가상고정축의 경우도 고정축과 같이 P'점에서 만나게 된다. 또한 1축의 조향각도와 굴절각도를 최대로 이용하기 위해서는 첫 번째 차량의 가상고정축( $P_1$ )과 두 번째 차량의 가상고정축( $P_2$ )가 만나는 점  $P'$ 은  $P$ 와  $W_1$ 을 잇는 선( $PW_1$ ) 위에 있어야 한다.

그림 7의 모델에서 2축의 가상고정축  $P_1$ 의 최대값은 기하배치상 2축이 조향가능한 최대조향각과 1축의 최대조향각을 이용하여 구할 수 있다. 즉,  $P_1$ 의 최대값은 2축의 조향각( $\delta_2$ )이 최대로 조향될 때 결정되며 이를 기하학적 관계식으로 표현하면 식(6)과 같다.

$$P_1 = f_3(\delta_1, \delta_{2_{\max}}) = \frac{l \times \tan \delta_{2_{\max}}}{\tan \delta_1 + \tan \delta_{2_{\max}}} \quad (6)$$

또한 2축과 3축의 회전중심점이 같아야 하므로  $P_1$ 은  $P_2$ 가 어떤 관계를 갖는 함수로 표현할 수 있게 된다. 2축의 조향각  $\delta_2$ 는 굴절각의 함수 또는 1축 조향각의 함수로 전개가 가능하므로 이를 이용하면  $P_1$ 과  $P_2$ 의 관계식(8)과 (9)를 구할 수 있다.

$$\delta_2 = \tan^{-1} \left( \frac{P_1 \times \tan \delta_1}{l - P_1} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{P_1 \times \tan \alpha}{(L_1 + P_1) + \frac{(L_2 - P_2)}{\cos \alpha}} \right) \quad (7)$$

$$\frac{\tan\delta_1}{l - P_1} = \frac{\tan\alpha}{(L_1 + P_1) + \frac{(L_2 - P_2)}{\cos\alpha}}$$

$$P_2 = f_4(\alpha, \delta_1, P_1) = L_2 - \cos\alpha \left( \frac{\tan\alpha + \tan\delta_1}{\tan\delta_1} \times P_1 + \frac{l \times \tan\alpha}{\tan\delta_1} - L_1 \right) \quad (8)$$

$$P_1 = f_6(\alpha, \delta_1, P_2) = \frac{\tan\delta_1}{\tan\alpha + \tan\delta_1} \left( \frac{l \times \tan\alpha}{\tan\delta_1} - L_1 - \frac{L_2 - P_2}{\cos\alpha} \right) \quad (9)$$

같은 방법으로 3축의 가상고정축  $P_2$ 의 최대값은 기하배치상 3축이 조향가능한 최대조향각( $\delta_{3_{\max}}$ ), 1축의 최대조향각( $\delta_1$ ) 및 굴절각( $\alpha$ )을 이용하여 구할 수 있다.

$$\tan\delta_3 = \frac{P_2 \times \tan\alpha}{(L_2 - P_2) + \frac{L_1 + P_1}{\cos\alpha}} \quad (9)$$

여기에  $P_1$ 와  $P_2$ 의 관계식(9)를 대입하고 정리하면 식(10)과 같다.

$$P_2 = f_5(\alpha, \delta_1, \delta_{3_{\max}}) = \frac{\cos\alpha \times L_2 + L_1 + \frac{\tan\delta_1}{\tan\alpha + \tan\delta_1} \left( \frac{\tan\alpha}{\tan\delta_1} - \frac{L_2}{\cos\alpha} - L_1 \right)}{\frac{\tan\alpha \times \cos\alpha}{\tan\delta_{3_{\max}}} + \cos\alpha - \frac{\tan\delta_1}{(\tan\alpha + \tan\delta_1) \times \cos\alpha}} \quad (10)$$

위에서 구한 값을 비교하여 최대로 설정 가능한 2축 및 3축의 가상고정축의 값  $P_{1_{\max}}$ ,  $P_{2_{\max}}$ 과 구해진다. 즉, 식(6)  $P_1$ 의 최대값과 식(10)에서 구한  $P_2$ 를  $P_1$ 와  $P_2$ 의 관계식(9)에 대입하여 구한  $P_1$ 값을 비교한 후 작은 값이 차량의 기하배치에 의해서 얻을 수 있는 최대값이 된다. 이러한 가상고정축 설정 방법을 순서도에 맞게 정리하면 그림 8과 같은 알고리즘으로 나타낼 수 있다.

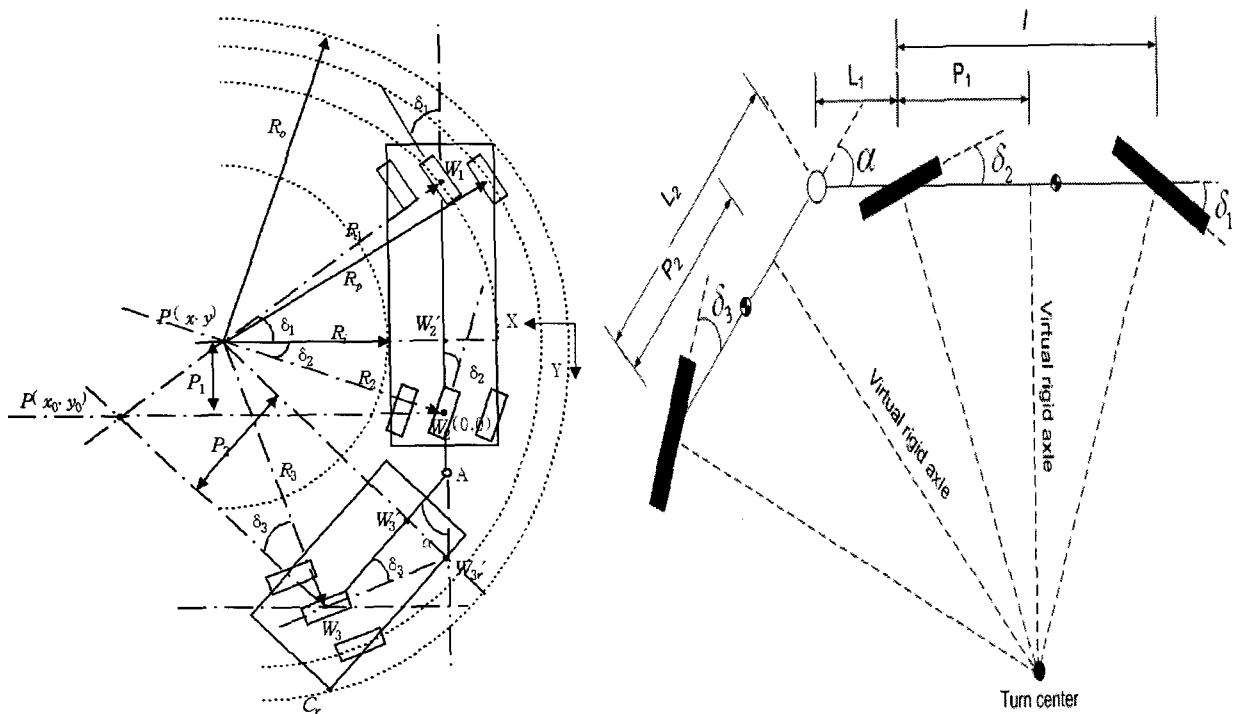


그림 6 굴절차량의 전 차륜 조향

그림 7 전체 차륜 조향 자전거 모델

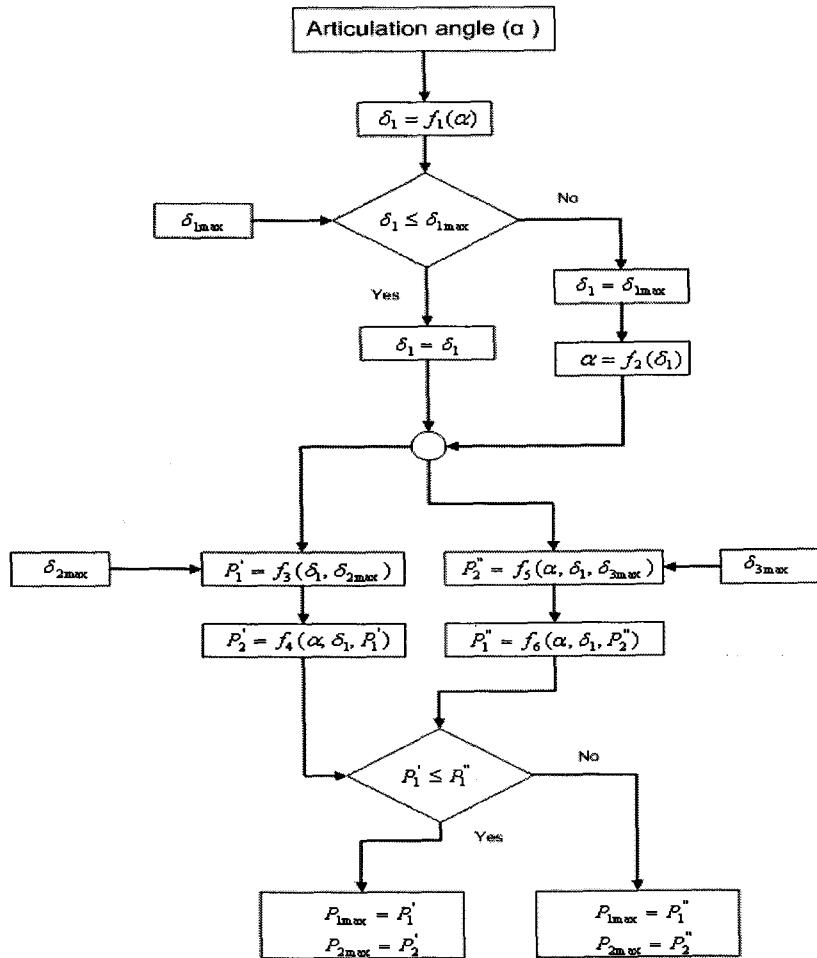


그림 8 가상고정축 설정 알고리즘

#### 4. 안전기준에 의한 가상고정축 설정 방법

기하배치에 의해서  $P_1$ (첫번째 가상고정축)과  $P_2$ (두번째 가상고정축)를 실제로 사용하려면 운행상의 안전기준을 만족하도록 설정해야 한다. 선화시 국내의 안전기준에 의하면 최소회전반경 12m 이내를 만족하여야 하며 국외의 경우 그림 9와 같이 차의 끝단이 벗어나는 정도를 얘기하는 스윙아웃 규정이 덧붙여지며 규정에 의하면 스윙아웃은 0.6m 이내이어야 한다.

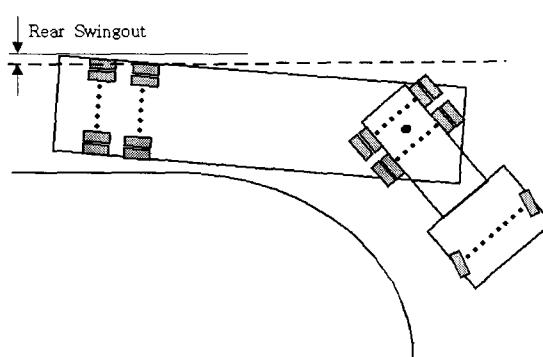


그림 9 Rear Swingout

$P$ (가상고정축)값에 대한 회전반경과 스윙아웃은 반비례관계에 있다. 즉, 회전반경을 작게하기 위해서는  $P$ 값이 커져야하지만 스윙아웃을 작게하기 위해서는 반대로  $P$ 값을 작게 설정해야 한다. 그러므로  $P$ 값을 설정할 때 스윙아웃에 의한 관계는 최대값이 되고 최소회전반경에 의해서 구해지는  $P$ 값은 최소값이 된다.

최소회전반경(R)은 주로  $P_1$ 과 관계되어지며  $P_1$ 은 최소회전반경 및 1축 조향각의 함수로 구할 수 있으며  $P_2$ 는  $P_1$ 과  $P_2$ 의 관계식(8)을 이용해서 구할 수 있다. 즉,  $P_{1R}$ 은 최소회전반경(R)과 1축의 조향각( $\delta_1$ )이 함수로 표현할 수 있으며 그림 4에서  $R_p$ 를 R, 바퀴간 거리를  $t$ , 1축과 2축 사이의 거리를  $l$ 이라고 했을 때 식(11)과 같이 표현할 수 있다.

$$P_{1R} = f_7(R, \delta_1) = l - \tan\delta_1 \times \left( \frac{-\frac{t}{2} + \sqrt{2R^2 - \frac{t^2}{4}}}{2} \right) \quad (11)$$

스윙아웃(S)은 차량 후부가 바깥쪽으로 벗어나는 현상이므로  $P_2$ 와 관계되어 구해지며 여기서 구한  $P_2$ 를  $P_1$ 과  $P_2$ 의 관계식(9)에 대입하면  $P_1$ 을 구할 수 있다. 그러나  $P_2$ 를  $S$ (스윙아웃),  $\delta_1$ (1축의 조향각),  $\alpha$ (굴절각)의 관계식으로 나타낼 수 있다고 해도 스윙아웃은 직선으로 가다가 선회하면서 생기기 현상이기 때문에 선회반경이 무한대에서 최소회전반경으로 접근하며 이에 따라 1축의 조향각 및 굴절각이 점진적으로 변해야만 한다. 그러므로 앞에서 구한 식들처럼 최대값을 적용할 수 없고 수치해석적인 방법에 의해서 구해져야만 한다. 안전기준에 의한 가상고정축 설정 방법을 알고리즘으로 표현하면 그림 10과 같다.

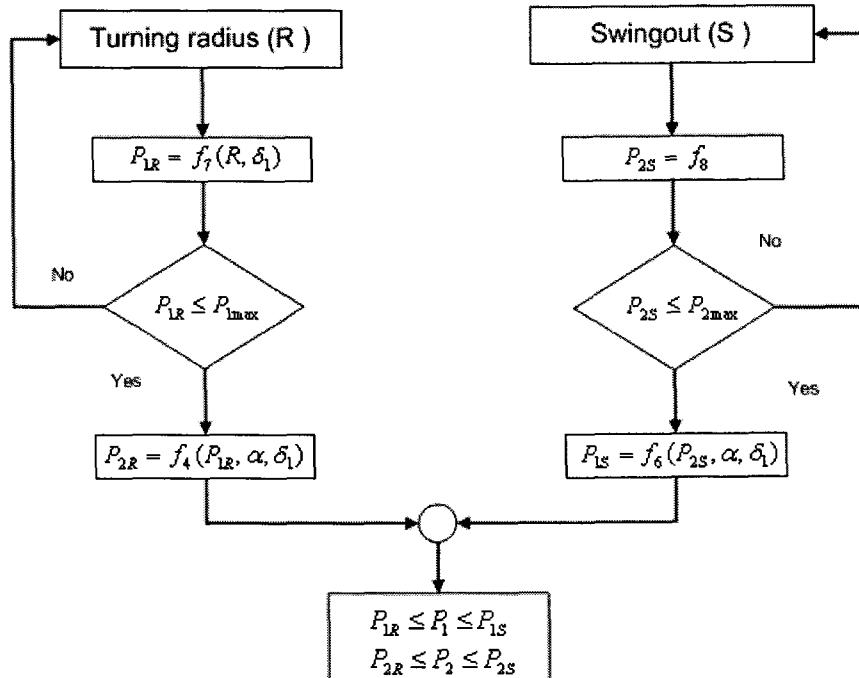


그림 10 안전기준 적용시 가상고정축 설정 알고리즘

## 5. 결론

본 연구에서 제안한 방법은 가상고정축에 의하여 후륜의 조향각을 제어하는 방법 중에서 가상고정축을 어떻게 설정해야 하는 방법에 대한 것이다. 현재까지 굴절차량의 전체 차륜 조향장치에 대한 연구에서 기하학적으로 후륜을 제어하는 알고리즘에 대한 발표가 있었지만 가상고정축을 어떻게 설정해야 하는지에 대해서는 논의된 바가 없었다. 본 연구에서 제안한 알고리즘을 적용하면 기하학적으로 애커만

각도, 기하배치 및 안전기준을 만족시킬 수 있도록 가상고정축을 설정할 수 있고 한번 설정된 가상고정축은 상수로서 작용하기 때문에 운행시 차량을 실시간으로 후륜을 제어하는 알고리즘이 단순화될 수 있다. 본 연구에서 제시된 방법을 2량 편성의 굴절차량에 대해서만 적용하였지만 향후 3량 편성 이상의 굴절차량에서도 제안한 가상고정축 설정 방법이 적용가능할 것으로 기대된다.

### 참고문헌

1. Thomas D.Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", Society of Automotive Engineers Inc, 1992
2. 宅野高明, “車輛運動性能と Chassis Mechanism”, グランプリ出版, 1994
3. D.W. Harwood, D.J. Torbic, K.R. Richard, W.D. Glauz L. Elefteriadou "Review of Truck Shารacteristics as Factors in Roadway Design", Transportation Research Board, 2003
4. 문경호, 목재균, 장세기, 박우성 “굴절차량의 전 차륜 조향 시스템 적용에 관한 검토”, 한국철도학회 2006년 춘계학술대회논문집
5. 문경호, 목재균, 장세기, 김연수, 이수호 “기하학적 디자인과 관련한 굴절차량의 선회 특성 검토”, 한국철도학회 2007년 춘계학술대회논문집
6. 이수호, 박태원, 문경호, 전용호, 이정식, 김덕기 “전차륜 조향장치를 장착한 굴절궤도 차량의 주행특성에 관한 연구”, 한국철도학회논문집 제10권 제4호 2007년
7. 시행규칙, “자동차 안전기준에 관한 규칙”, 2006.10.26 일부개정
8. 시행규칙, “도로의 구조 시설에 관한 규칙”, 2006.5.30 일부개정
9. 한국자동차공학회, “자동차 기술 핸드북”, 1996